

Einsatz von Druckkämmen zur Effizienzsteigerung von schrägverzahnten Getrieben

Dissertation

zur Erlangung des Doktorgrades
der Ingenieurwissenschaften

vorgelegt von
Dipl.-Ing. Marcel Heß
aus Berlin

genehmigt von der Fakultät für Mathematik/Informatik und Maschinenbau
der Technischen Universität Clausthal

Tag der mündlichen Prüfung
07.12.2017

Vorsitzender der Prüfungskommission

Prof. Dr. rer. nat. Alfred Weber

Hauptberichterstatter

Prof. Dr.-Ing. Armin Lohrengel

Mitberichterstatter

Prof. Dr.-Ing. Hubert Schwarze

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	ix
Tabellenverzeichnis	xiii
Verwendete Größen und Indizes	xv
Lateinische Buchstaben	xv
Griechische Buchstaben	xxvi
Indizes	xxix
Mathematische Symbole	xxx
Verzeichnis verwendeter Abkürzungen	xxxi
Kurzfassung	xxxiii
Abstract	xxxvii
1 Einleitung	1
1.1 Funktionsweise Druckkamm Lagerung	2
1.1.1 Wälzkreisnahe Kompensation von Verzahnungsaxial- kräften	3
1.1.2 Spaltgeometrie	4
1.1.3 Kinematik im Kontakt	7
1.2 Vorangegangene Arbeiten	9
1.3 Zielsetzung	13
1.3.1 Reduktion der Übergangsgeschwindigkeit	15
1.3.2 Abbildung des Reibungsverhaltens	16
1.3.3 Steigerung der Getriebeeffizienz	17
2 Hydrodynamische Schmierfilmsimulation	19

2.1	REYNOLDS'sche-Differentialgleichungen	19
2.2	Struktureller Aufbau des Rechenmodells	23
2.2.1	Initialisierung	24
2.2.2	Mehrfachiteration und Abbruchprüfung	26
2.2.3	Festlegung der minimalen Spaltweite - Anpassen der Spaltgeometrie	30
2.2.4	Ergebnisdokumentation	34
2.3	Makrogeometrie der Kontaktpartner	35
2.3.1	Makrogeometrie aus 2D-Profillinie	35
2.3.2	Makrogeometrie aus externem 3D-Datensatz	37
2.3.3	Abbildung von Laufbahnverkipnungen	38
2.4	Vergleichspressung	38
2.4.1	Berechnung bei Linienberührung	40
2.4.2	Berechnung für Punktkontakte	40
2.5	Modellbildung für den unverformten Schmierpalt	41
2.5.1	Transformation in das Kontaktkoordinatensystem	42
2.5.2	Erstellung der Berechnungsgitter	43
2.5.3	Darstellung der Spaltweite im Berechnungsgitter	45
2.5.4	Geschwindigkeitsverteilung	48
2.5.5	Identifikation des Randbereichs	50
2.6	Schmierstoffverhalten	51
2.6.1	Eingangsgrößen zur Beschreibung des Schmierstoffs	52
2.6.2	Temperatur-Viskositäts-Verhalten	53
2.6.3	Druck-Viskositäts-Verhalten	55
2.6.4	Druck-Dichte-Verhalten	57
2.7	Lösung der REYNOLDS'schen-Differentialgleichungen für ein gestaffeltes Gitter	58
2.7.1	Verteilungen im Hauptgitter	58
2.7.2	Übertragung von Werten aus dem Hauptgitter in das Zwischengitter	59
2.7.3	Modellaufbau „staggered grid“	60
2.7.4	Bestimmung der Koeffizientenmatrix	61
2.7.5	Implizite Lösung der REYNOLDS'schen Differentialglei- chungen	66
2.7.6	Kavitationsrandbedingung	66
2.8	Bestimmung elastischer Lauflächendeformationen	67

2.8.1	Elastisches Halbraummodell	68
2.8.2	Gesamtdruckverteilung	69
2.8.3	Bestimmung der Deformationsverteilung	70
2.9	Bestimmung der Lagertragkraft	73
2.10	Parameterstudie	73
2.10.1	Neigungswinkel	75
2.10.2	Schlupf	76
2.10.3	Laufbahnbreite	80
2.11	Anwendungsbeispiel: Lastangepasste Auswahl der Lagergeometrie	83
3	Experimentelle Untersuchungen zum Erreichen der Vollschmierung	89
3.1	Prüfstand	89
3.1.1	Aufbau	90
3.1.2	Anpassung Kontaktspannungsmessung	90
3.2	Versuchsdurchführung	96
3.2.1	Prüflinge	96
3.2.2	Versuchsplan	97
3.2.3	Versuchsablauf	100
3.3	Ergebnisse	102
3.3.1	Einfluss der Geometrieparameter	103
3.3.2	Einfluss des Schlupfes	108
3.3.3	Einglättungseffekte	109
3.3.4	Spaltweitenprognose	112
4	Reibungsberechnung	117
4.1	Reibungskenngrößen bei vollentwickeltem Schmierfilm	117
4.2	Reibmodell für den Mischreibungskontakt	119
4.2.1	Modellvorstellung Kontaktfläche	120
4.2.2	Charakterisierung realer Oberflächen anhand zweidimensionaler Rauheitsprofilschriebe	121
4.2.3	Bildung einer Ersatzoberfläche als Kugelkappenmodell	123
4.2.4	Berechnung der Festkörperkontaktkraft am Einzelkontakt	127
4.2.5	Berechnung der Festkörperkontaktkraft am Flächenelement	132

4.2.6	Bestimmung der auf ein Flächenelement bezogenen Reibkräfte	134
4.3	Einbindung in die Schmierfilmsimulation	141
4.3.1	Festlegung der Übergangsspaltweite	143
4.3.2	Bildung von Kennlinien zur Darstellung von Festkörperkontakten	144
4.3.3	Berechnung der Reibungswirkung	147
4.4	Modellrechnungen	150
5	Einfluss auf die Getriebeeffizienz	153
5.1	Vorüberlegungen	153
5.2	Experimenteller Vergleich der Lagerungskonzepte	155
5.2.1	Getriebekonzept	155
5.2.2	Versuchsaufbau und Durchführung	157
5.3	V Versuchsergebnisse	159
5.4	Vergleichsrechnung für das Modellgetriebe	162
5.4.1	Bestimmung der Lagerbelastungen	164
5.4.2	Getriebetemperatur	165
5.4.3	Abschätzung der Wälzlagerverluste	167
5.4.4	Vergleich der lagerungsunabhängigen Verlustleistungen	172
6	Zusammenfassung	177
7	Ausblick	183
	Literaturverzeichnis	185
A	Ergebnisse der Schmierfilmberechnung	193
A.1	Spaltweitenkennfelder	193
A.1.1	Referenz	193
A.1.2	Variabler Kegelwinkel	196
A.2	Variationsrechnungen	205
A.2.1	Schlupfeinfluss	205
A.2.2	Laufbahnbreite	212
B	Zeichnungen	217
B.1	Zeichnungen der Prüflingsgeometrien	217
B.2	Prüfstandszeichnung	224

C	Messdaten der experimentellen Untersuchungen zum Vollschmierungsbeginn	229
C.1	Diagramme: Kontaktspannungskennlinien	229
C.2	Diagramme: Reibungsminima	233
C.3	Versuchsdatentabelle	237
C.4	Berechnete Spaltweiten für experimentell bestimmte Übergangspunkte	247
D	Ergebnisse der Mischreibungssimulation	265
E	Messdaten der Verlustleistungs- und Wirkungsgraduntersuchungen	269
E.1	Wirkungsgradkennfelder	269
E.2	Verlustleistungsanteile	274

Abbildungsverzeichnis

Abb. 1:	Bestandteile einer Druckkamlagerung	2
Abb. 2:	Kraftfluss	3
Abb. 3:	Schmierspaltgeometrie	5
Abb. 4:	Varianten der Profilgeometrie	6
Abb. 5:	Kinematik am Druckkammkontakt	8
Abb. 6:	Auslegungsstrategie für Druckkamlager	14
Abb. 7:	Angestrebte Reduktion der Übergangsgeschwindigkeit . .	16
Abb. 8:	Prinzipieller Berechnungsablauf	23
Abb. 9:	Initialisierung des Berechnungsablaufes	24
Abb. 10:	Prüfung von Schleifenabbrüchen	27
Abb. 11:	Suchstrategie für Spaltweitenanpassung	30
Abb. 12:	Anpassung der minimalen Spaltweite	32
Abb. 13:	Profillinie mit verrundeten Kanten	37
Abb. 14:	Profillinie für bombierte Laufläche	38
Abb. 15:	Abmessung Kontaktbereich	43
Abb. 16:	Hauptgitter	44
Abb. 17:	Indizes im „staggered Grid“	45
Abb. 18:	Vorgehen zur Bestimmung der Spaltweitenverteilung	47
Abb. 19:	Spaltweitenverteilung für Lauflächen mit Neigungsabweichung	48
Abb. 20:	Viskositäts-Temperatur-Verläufe	55
Abb. 21:	Druck-Viskositäts-Verläufe	56
Abb. 22:	Druck-Dichte-Verlauf	57
Abb. 23:	Eindimensionale Indizierung der Druckverteilung	63
Abb. 24:	Erzeugung der Koeffizientenmatrix	64
Abb. 25:	Erzeugung der Druckverteilung	66
Abb. 26:	Einzelkraft wirkt auf elastischen Halbraum	68

Abb. 27: Abstandsmatrizen	72
Abb. 28: Berechnetes Spaltweitenkennfeld	74
Abb. 29: Karte der größten minimalen Spaltweite für unterschiedliche Neigungswinkel	76
Abb. 30: Einfluss des Schlupfes bei konstanter Lauflächengeometrie	78
Abb. 31: Einfluss des Schlupfes bei konstanter Getriebeübersetzung	79
Abb. 32: Einfluss der Laufbahnbreite bei konstantem mittlerem Schlupfverhältnis	81
Abb. 33: Einfluss der Laufbahnbreite bei konstantem Innendurchmesser der Druckkammlaufläche	82
Abb. 34: Grenzl意思n für den Übergang in die Vollschnierung	84
Abb. 35: Spaltweiten während eines Anfahrvorgangs	86
Abb. 36: Messkonzept	92
Abb. 37: Schaltsituation Kontaktspannungsmessung	93
Abb. 38: Kontaktspannungssignale	94
Abb. 39: Drehzahlvorgabe zur Ermittlung der Übergangsgeschwindigkeiten	101
Abb. 40: Einfluss der Geometrie auf die Übergangsgeschwindigkeit .	104
Abb. 41: Einfluss der Geometrie auf die Übergangsgeschwindigkeit .	107
Abb. 42: Einfluss des Schlupfes auf die Übergangsgeschwindigkeit .	108
Abb. 43: Rauheitsprofile	110
Abb. 44: Einlaufeffekt	111
Abb. 45: Spaltweitenverteilung am Übergang	113
Abb. 46: Spaltweitenverteilung bei Reibungsminimum	114
Abb. 47: Übertragung von Rauheitsschrieben in das Oberflächensatzsystem	120
Abb. 48: Radienermittlung zur Annäherung eines Profilschriebes . . .	122
Abb. 49: Höhenprofile im Ersatzsystem	126
Abb. 50: Verformungsbereiche	129
Abb. 51: Normierte Kraft-Eindring-Kurve	131
Abb. 52: Bestimmung der Deformationsbereichsgrenzen	133
Abb. 53: Deformationen beim Kontakt repräsentativer Rauheiten . .	137
Abb. 54: Schema zur Bestimmung der infolge von Scherung vergrößerten Kontaktfläche	142
Abb. 55: Druckverteilungen bei Mischreibung	143

Abb. 56: Initialisierung der Kennlinienbildung	145
Abb. 57: Erstellung der Kennlinien zur Abbildung von Festkörperkontakten	146
Abb. 58: Spezifische Reibleistungsverteilung für ein Druckkamm-lager im Mischreibungsgebiet	149
Abb. 59: Errechnete STRIBECK-Kurven für Druckkamm-lager	151
Abb. 60: Lagerungskonzepte des Versuchsgetriebes	156
Abb. 61: Lagerungsvarianten im teilmontierten Versuchsgetriebe . .	158
Abb. 62: Versuchsaufbau zur Wirkungsgradbestimmung am Vergleichsgetriebe	158
Abb. 63: Wirkungsgradkennfelder	160
Abb. 64: Reduktion der Verlustleistung durch den Druckkammeinsatz	161
Abb. 65: Vorgehen zur Bestimmung der Verlustleistungsanteile . . .	163
Abb. 66: Zahnkraftkomponenten	165
Abb. 67: Verlustleistungsproportionales Temperaturmodell	167
Abb. 68: Rechnerische Aufteilung der gemessenen Verlustleistungs-anteile	174
Abb. 69: Vergleich lagerunabhängiger Verlustleistungsanteile	175
Abb. 70: Spaltweitenkennfelder für unterschiedliche Neigungswinkel	205
Abb. 71: Detailliertere Darstellung des Schlupfeinflusses bei konstanter Laufflächengeometrie	209
Abb. 72: Detailliertere Darstellung des Schlupfeinflusses bei konstanter Getriebeübersetzung (0,818)	210
Abb. 73: Detailliertere Darstellung des Schlupfeinflusses bei konstanter Getriebeübersetzung (0,667)	211
Abb. 74: Detailliertere Darstellung des Breitereinflusses bei konstantem Schlupfverhältnis in der Laufbahnmitte	214
Abb. 75: Detailliertere Darstellung des Breitereinflusses bei konstantem Innendurchmesser der Druckkammlauffläche . . .	215
Abb. 76: Zeichnung für Prüflinge des Typs F	218
Abb. 77: Detailzeichnung für Prüflinge des Typs F	219
Abb. 78: Zeichnung für Prüflinge des Typs A	220
Abb. 79: Detailzeichnung für Prüflinge des Typs A	221
Abb. 80: Zeichnung für Prüflinge des Typs K	222

Abb. 81: Detailzeichnung für Prüflinge des Typs K	223
Abb. 82: Übersichtsdarstellung des Druckkammprüfstandes	225
Abb. 83: Seitenansicht des Druckkammprüfstandes	226
Abb. 84: Schnittansicht des Druckkammprüfstandes	227
Abb. 85: Kontaktspannungskennlinien Block I Lauf 1	230
Abb. 86: Kontaktspannungskennlinien Block I Lauf 2	230
Abb. 87: Kontaktspannungskennlinien Block II Lauf 1	231
Abb. 88: Kontaktspannungskennlinien Block II Lauf 2	231
Abb. 89: Kontaktspannungskennlinien Block III Lauf 1	232
Abb. 90: Kontaktspannungskennlinien Block III Lauf 2	232
Abb. 91: Reibungsminima Block I Lauf 1	233
Abb. 92: Reibungsminima Block I Lauf 2	234
Abb. 93: Reibungsminima Block II Lauf 1	234
Abb. 94: Reibungsminima Block II Lauf 2	235
Abb. 95: Reibungsminima Block III Lauf 1	235
Abb. 96: Reibungsminima Block III Lauf 2	236
Abb. 97: Vergleich lagerunabhängiger Verlustleistungsanteile	303

Tabellenverzeichnis

Tab. 1:	Exemplarische Betriebspunkte für Variationsrechnungen . . .	77
Tab. 2:	Prüflingstypen zur Bestimmung des Vollschmierungsbeginns	97
Tab. 3:	Versuchsplan zur Bestimmung des Vollschmierungsbeginns	98
Tab. 4:	Prüflingszuordnung in Kontaktpaare	100
Tab. 5:	Spaltweitenkennfeld	194
Tab. 6:	Spaltweitenkennfeld ($0,10^\circ$)	197
Tab. 7:	Spaltweitenkennfeld ($0,25^\circ$)	199
Tab. 8:	Spaltweitenkennfeld ($0,50^\circ$)	201
Tab. 9:	Spaltweitenkennfeld ($1,00^\circ$)	203
Tab. 10:	Simulationsergebnis Schlupfeinfluss (variable Getriebe- übersetzung)	206
Tab. 11:	Simulationsergebnis Schlupfeinfluss (Getriebeübersetzung: 0,818)	207
Tab. 12:	Simulationsergebnis Schlupfeinfluss (Getriebeübersetzung: 0,667)	208
Tab. 13:	Breiteneinfluss bei konstantem Schlupf in der Laufbahnmitte	212
Tab. 14:	Breiteneinfluss bei konstantem Innenradius der Druck- kammlaufläche	213
Tab. 15:	Messdaten zum Vollschmierungsbeginn	238
Tab. 16:	Minimale Spaltweiten für Übergangspunkte (Kontaktspan- nungskriterium)	247
Tab. 17:	Minimale Spaltweiten für Übergangspunkte (Reibungsmini- mum)	252
Tab. 18:	STRIBECK-Kurven für ein Druckkammlager	266

Tab. 19:	Wirkungsgradmessung bei konventioneller Lagerung	269
Tab. 20:	Wirkungsgradmessung bei Druckkammlagerung	272
Tab. 21:	Verlustleistungsanteile (Verlustproportionale Temperatur- entwicklung)	276
Tab. 22:	Verlustleistungsanteile (konstante Schmierstofftemperatur)	289

Verwendete Größen und Indizes

Bei den in der Arbeit verwendeten Formeln handelt es sich um Größengleichungen. In diesen Gleichungen bedeuten die Formelzeichen physikalische Größen, also jeweils ein Produkt aus Zahlenwert und Einheit.

Werden Zahlenwertgleichungen benutzt, wird hierauf gesondert hingewiesen. Die entsprechenden Größen sind als Zahlenwerte einzusetzen, wobei die angegebenen Einheiten berücksichtigt werden müssen.

Lateinische Buchstaben

Zeichen	Einheit	Bedeutung
a_{achs}	m	Achsabstand
a_{HERTZ}	m	Hauptachsen der elliptischen Kontaktfläche in Breitenrichtung
a_{konv}	—	Angenommener Anteil der Verlustleistung, der durch Konvektion an die Umgebung übertragen wird.
a_r	m	radiale Abstandskoordinate eines Auswertepunktes auf der Oberfläche für die Deformationsberechnung bezüglich des Quellpunktes
a_x	m	Abstandskoordinate des Auswertepunktes für die Deformationsberechnung in x-Richtung bezüglich des Quellpunktes
a_y	m	Abstandskoordinate des Auswertepunktes für die Deformationsberechnung in y-Richtung bezüglich des Quellpunktes

Fortsetzung auf Folgeseite

Zeichen	Einheit	Bedeutung
a_z	m	Abstandskoordinate des Auswertepunktes für die Deformationsberechnung in z-Richtung bezüglich des Quellpunktes
A_{konv}	m ²	für Konvektion verfügbare Oberfläche
\mathbf{a}_{r,i_Z,j_Z}	m	Verteilung der Abstände des durch i_Z, j_Z bezeichneten Zwischengitterpunktes zu allen Hauptgitterpunkten
\vec{a}_U	m	Verschiebungsvektor des Kontaktkoordinatensystems gegenüber dem Getriebekordinatensystem
A_a	m ²	Nominelle Fläche eines Flächenelementes
A_{KK}	m ²	Fläche zwischen Profilschrieb und Verbindungslinie der ausgezeichneten Minima zur Annäherung einer Rauheitsspitze durch ein flächengleiches Kreissegment ($A_{KK} = A_P - A_T$)
A_{nom}	m ²	nominelle Kontaktfläche
A_P	m ²	Fläche unter dem Profilschrieb innerhalb des Auswertungsbereiches
$A_{r,db}$	m ²	reale Kontaktfläche eines Flächenelementes im durch den Index db gekennzeichneten Deformationsbereich
$A_{r,db,as}$	m ²	reale Kontaktfläche an einer Kugelkappe im durch den Index db gekennzeichneten Deformationsbereich
$A_{r,ad,db,rK}$	m ²	unter Wirkung einer tangentialen Kraft vergrößerte reale Kontaktfläche an einer repräsentativen Rauheitskuppe im durch den Index db gekennzeichneten Deformationsbereich
$A_{r,db,rK}$	m ²	reale Kontaktfläche an einer repräsentativen Rauheitskuppe im durch den Index db gekennzeichneten Deformationsbereich
A_T	m ²	orthogonale Trapezfläche unter der Verbindungslinie zweier ausgezeichneter Minima
A_{VC}	Pa · s	flüssigkeitsspezifische Konstante der VOGEL-Gleichung

Fortsetzung auf Folgeseite

Zeichen	Einheit	Bedeutung
b_{HERTZ}	m	Hauptachsen der elliptischen Kontaktfläche in Längsrichtung
B_{C}	m	Breite des Kontaktbereichs
$B_{\text{I,WL}}$	m	Innenringbreite eines Wälzlagers
B_{VC}	°C	flüssigkeitsspezifische Konstante der VOGEL-Gleichung
c^*	%	Kontaktkoeffizient der Kontaktspannungsmessung
c_{a}	—	Konstante für Berechnungen im elastisch/eingeschlossenen plastisch deformierten Bereich
c_{b}	—	Konstante für Berechnungen im elastisch/eingeschlossenen plastisch deformierten Bereich
C_{VC}	°C	flüssigkeitsspezifische Konstante der VOGEL-Gleichung (für Mineralöle gilt: $C_{\text{VC}} = 95 \text{ °C}$)
c_{y}	—	Faktor zur Bestimmung der Fließspannung
$d_{\text{A,WL}}$	m	Außendurchmesser eines Wälzlagers
$d_{\text{I,WL}}$	m	Bohrungsdurchmesser eines Wälzlagers
$d_{\text{m,WL}}$	m	mittlerer Durchmesser eines Wälzlagers
$d_{\text{wk, ind}}$	m	Wälzkreis des durch <i>ind</i> bezeichneten Zahnrades
E_{x}	Pa	Elastizitätsmodul des Körpers <i>x</i>
E_{red}	Pa	„reduzierter Elastizitätsmodul“ gem. Gl. (2.18)
\vec{f}_{res}	kg/s	Residuumsvektor des linearen Gleichungssystems aus Gl. (2.81)
$F_{\text{a,WL}}$	N	Betrag der Axialbelastung eines Wälzlagers
F_{ax}	N	Axiallast
$\vec{F}_{\text{F,A}}$	N	Verteilung der an den Einzelementen wirksamen Reibkräfte
$F_{\text{F,ad,db}}$	N	adhäsionsbedingter Reibkraftanteil der Kuppen des durch den Index <i>db</i> gekennzeichneten Deformationsbereichs
$F_{\text{F,def,db}}$	N	deformationsbedingter Reibkraftanteil der Kuppen des durch den Index <i>db</i> gekennzeichneten Deformationsbereichs

Fortsetzung auf Folgeseite

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$F_{F,Fluid}$	N	aus Reibprozessen im Schmierfilm resultierende Reibkraft
$F_{F,FK}$	N	aus Festkörperberührung resultierende Reibkraft
$F_{F,FK,ad}$	N	adhäsionsbedingter Anteil der Festkörperreibungskraft
$F_{F,FK,def}$	N	deformationsbedingter Anteil der Festkörperreibungskraft
$\vec{F}_{F,res}$	N	resultierende Kraft der Reibungswirkung
F_k	N	ertragbare Klaffkraft für einen Druckkamm bei exzentrischem Lastangriff gem. [DM03]
F_N	N	Normalkraft
$F_{N0,elep}$	N	Normalkraft auf Kugelkappe, wenn erste plastische Verformung erfolgt ($\zeta = \zeta_{elep}$)
$F_{N0,pl}$	N	Normalkraft auf Kugelkappe, wenn vollplastisches Fließen beginnt ($\zeta = \zeta_{pl}$)
$F_{N,db}$	N	Normalkraft aus Festkörperberührungen im durch den Index <i>db</i> gekennzeichneten Deformationsbereich für ein Flächenelement
$F_{N,db,as}$	N	Normalkraft an einer Kugelkappe im durch den Index <i>db</i> gekennzeichneten Deformationsbereich
F_{ob}	N	dem oberen Spaltweitengrenzwert h_{ob} zugeordnete Kraft
$F_{r,WL}$	N	Betrag der Radialbelastung eines Wälzlagers
$F_{R,QP}$	N	Rutschkraft eines Querpressverbandes
F_T	N	sich aus der errechneten Druckverteilung ergebende Tragkraft
$F_{T,soll}$	N	geforderten Tragkraft
F_{unt}	N	dem unteren Spaltweitengrenzwert h_{unt} zugeordnete Kraft
F_x	—	mit Index x von ₀ bis ₃ Hilfsfunktionen für Gl. (2.1)
G	Pa	Schubmodul
G_{rr}	—	Rollreibungsgrundwert
G_{sl}	—	Gleitreibungsgrundwert
G_x	—	mit Index x von ₁ bis ₃ Hilfsfunktionen für Gl. (2.1)

Fortsetzung auf Folgeseite

Zeichen	Einheit	Bedeutung
h	m	Spaltweite
\bar{h}_{hP}	m	Mittelwert einer Profilhöhenverteilung
h_{KK}	m	Höhe eines Kreisabschnittes zur Abbildung einer Profilspitze
h_{\min}	m	minimale Spaltweite
h_{ob}	m	Oberer Grenzwert des Suchbereichs für die Spaltweiteniteration
h_s	m	Kuppenhöhen (Höhe des Scheitelpunktes)
\bar{h}_s	m	Mittelwert einer Kuppenhöhenverteilung
h_{ueb}	m	Übergangsspaltweite
h_{unt}	m	unterer Grenzwert des Suchbereichs für die Spaltweiteniteration
$H_{\text{Fluid, WL}}$	m	Ölstand oberhalb der Außenringschulter eines Wälzlagers
i	—	Zeilenindex des Hauptberechnungsgitters
i_{DK}	—	Übersetzung zwischen den Laufbahnradien für einen Punkt auf der Berührlinie
i_{Get}	—	Getriebeübersetzung
i_K	—	Zeilenindex der Koeffizientenmatrix \mathbf{K}_{LGS}
i_{rw}	—	Anzahl der Kugelreihen eines Kugellagers
ind	—	fortlaufender Index der mittels REYNOLDS'scher Differentialgleichung zu bestimmenden Druckverteilungselemente
Ind	—	Zweidimensionale Verteilung des fortlaufenden Index ind über dem Berechnungsgitter
j	—	Spaltenindex des Hauptberechnungsgitters
j_a	—	Anzahl der Rauheitskuppen (bzw. Kugelkappen) auf einem Flächenelement der nominellen Kontaktfläche A_a
j_a^*	$1/m^2$	Flächenbezogene Anzahl der Rauheitskuppen (bzw. Kugelkappen)
j_K	—	Spaltenindex der Koeffizientenmatrix \mathbf{K}_{LGS}

Fortsetzung auf Folgeseite

Zeichen	Einheit	Bedeutung
\dot{j}_p	—	Anzahl von Rauheitskuppen (bzw. Ersatzradien) entlang einer Profillinie
$\dot{j}_{r,db}$	—	Anzahl von Rauheitskuppen innerhalb eines Höhenbereiches, beispielsweise des durch den zusätzlichen Index db beschriebenen Verformungsbereich
$k_{i,ad}$	—	Hilfsgröße zur iterativen Annäherung der vergrößerten, realen Kontaktfläche im plastisch deformierten Bereich
k_P	—	Abminderungsfaktor für die relative Lastangriffshöhe
k_R	—	Abminderungsfaktor für das Nabendurchmesserverhältnis
k_ξ	—	Abminderungsfaktor für das durchmesserbezogene Übermaß
\mathbf{K}_i	$\text{m} \cdot \text{s}$	Koeffizientenmatrix zur Abbildung des Einflusses der durch i spezifizierten Druckverteilung auf die REYNOLDS'schen Differentialgleichungen (Gl. (2.74))
K_{ball}	—	Beiwert für Kugellager zur Bestimmung der Strömungsverluste
K_L	—	Designbeiwert für Rollenlager zur Bestimmung von K_{roll} in Gl. (5.21)
\mathbf{K}_{LGS}	$\text{m} \cdot \text{s}$	Koeffizientenmatrix des linearen Gleichungssystems aus Gl. (2.81)
\mathbf{K}_{Res}	kg/s	Koeffizientenmatrix zur Abbildung des Einflusses druckunabhängiger Größen auf die REYNOLDS'schen Differentialgleichungen (Gl. (2.74))
K_{roll}	—	Beiwert für Rollenlager zur Bestimmung der Strömungsverluste
K_{rs}	—	Beiwert zur Beschreibung des Einflusses der Schmierungsart auf ϕ_{rs} in Gl. (5.13)
K_Z	—	Designbeiwert zur Bestimmung von ϕ_{rs} in Gl. (5.13)
l_C	m	Länge des Kontaktbereichs

Fortsetzung auf Folgeseite

Zeichen	Einheit	Bedeutung
Lev_{Fluid}	m	Abstand des Schmierstoffniveaus von der Getriebeteilungsebene
m_{db}	—	Abminderungsfaktor zur Bestimmung der Scherfestigkeit adhäsiver Bindungen im durch den Index db gekennzeichneten Deformationsbereich
m_{Det}	—	Konstante für die Linearisierung der realen Kontaktflächenberechnung im elastisch/eingeschlossen plastisch deformierten Bereich
M_{ab}	Nm	Abtriebsmoment
M_{an}	Nm	Antriebsmoment
M_{drag}	Nm	Schmierstoffabhängiges Reibmoment an einem Wälzlager
$M_{F,WL}$	Nm	(Gesamt-)Reibmoment eines Wälzlagers
M_{rr}	Nm	Rollreibungsmoment an einem Wälzlager
M_{seal}	Nm	durch berührende Dichtungen an einem Wälzlager verursachtes Reibmoment
M_{sl}	Nm	Gleitreibungsmoment an einem Wälzlager
n_{ab}	1/min	Abtriebsdrehzahl
n_{an}	1/min	Antriebsdrehzahl
n_{DK}	1/min	Druckkammendrehzahl
n_p	—	Faktor zur Bestimmung von \dot{j}_p in Gl. (4.10)
n_{WL}	1/min	Drehzahl eines Wälzlagers
N_{MR}	—	Anzahl der bei der Kontaktspannungsmessung als berührend gewerteten Messpunkte
N_{VS}	—	Anzahl der bei der Kontaktspannungsmessung als abgehoben gewerteten Messpunkte
o_{db}	—	auf die Standardabweichung der Kuppenhöhenverteilung normierte Obergrenze des durch den Index db gekennzeichneten Deformationsbereichs
$\vec{O}_{x,y}$	m	Ortsvektor im Koordinatensystem x für einen Punkt des Körpers y

Fortsetzung auf Folgende Seite

Zeichen	Einheit	Bedeutung
p	Pa	Druck, in Kap. 2 insbesondere hydrodynamischer Druck
\vec{p}	Pa	Vektor zur eindimensionalen Darstellung der Elemente einer Druckverteilung
$p_{\text{HERTZ,max}}$	Pa	maximale HERTZ'sche Pressung
p_{FK}	Pa	Festkörpertragdruck
p_{ges}	Pa	Gesamtdruck
p_{Ro}	Pa	Referenzdruck zur Viskositätsberechnung nach ROELANDS mit Gl. (2.54)
p_{Umg}	Pa	Umgebungsdruck
P_{ab}	W	Abtriebsleistung
P_{an}	W	Antriebsleistung
$P_{\text{F,A}}$	W/m ²	flächenspezifische Reibleistung
$P_{\text{F,Fluid,A}}$	W/m ²	flächenspezifische, viskositätsbedingte Reibleistung
P_{V}	W	Verlustleistung
$P_{\text{V,DK}}$	W	Verlustleistung der Druckkamm Lagerung
$P_{\text{V,Fluid}}$	W	aus Reibprozessen im Schmierstoff hervorgerufene Verlustleistung
$P_{\text{V,gem}}$	W	gemessene Verlustleistung
$P_{\text{V,Get}}$	W	Verlustleistung des Gesamtsystems Getriebe
$P_{\text{V,Lag}}$	W	Lagerungsabhängige Verlustleistung
$P_{\text{V,Rest}}$	W	Lagerungsunabhängige Verlustleistung
$P_{\text{V,WL}}$	W	Verlustleistung der Wälzlager
\dot{Q}_{kond}	W	Wärmestrom durch Wärmeleitung
\dot{Q}_{konv}	W	Konvektiver Wärmestrom
\dot{Q}_{sp}	W	Speicherwärmestrom
r_{a}	m	Verrundungsradius einer Laufbahnaußenkante
$r_{\text{A},x}$	m	Außenradius der durch x bezeichneten Lauffläche
$r_{\text{B},x}$	m	Bombierungsradius der Lauffläche x
r_{i}	m	Verrundungsradius einer Laufbahninnenkante
$r_{\text{I},x}$	m	Innenradius der durch x bezeichneten Lauffläche

Fortsetzung auf Folgeseite

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$r_{LB,x}$	m	Radius eines Punktes auf der durch x bezeichneten Lauffläche
r_m	m	mittlerer Radius der Kontaktfläche bezogen auf die Rotationsachse der Ritzelwelle
$r_{M,x}$	m	mittlerer Radius der durch x bezeichneten Lauffläche
$r_{red,x}$	m	reduzierter Krümmungsradius in Kontaktlängsrichtung
$r_{red,y}$	m	reduzierter Krümmungsradius in Kontaktbreitenrichtung
$r_{x,x}$	m	Krümmungsradius in Kontaktlängsrichtung der durch x bezeichneten Lauffläche
$r_{y,x}$	m	Krümmungsradius in Kontaktbreitenrichtung der durch x bezeichneten Lauffläche
R	Ω	elektrischer Widerstand
R_1	—	bauartabhängiger Beiwert zur Bestimmung der Rollreibung in Wälzlagern
R_2	—	bauartabhängiger Beiwert zur Bestimmung der Rollreibung in Wälzlagern
R_{as}	m	Kuppenradius zur Abbildung einer Rauheitsspitze im Profilschrieb
\bar{R}_{as}	m	mittlerer Kuppenradius einer durch Kugelkappen angenäherten Oberfläche
R_C	Ω	Übergangswiderstand im Kontaktbereich
R_K	Ω	Kontrollwiderstand
R_M	Ω	Messwiderstand
R_p	m	Höhe der größten Spitze in einem Rauheitsprofilschrieb
$R_{p0,2}$	Pa	Streckgrenze
R_q	m	quadratischer Mittelwert der Profilordinaten in einem Rauheitsprofilschrieb
R_v	m	Tiefe des größten Profiltales in einem Rauheitsprofilschrieb
s_{hxm}	m	Hilfsvariable gem. Gl. 2.33

Fortsetzung auf Folgeseite

Zeichen	Einheit	Bedeutung
S	%	Schlupf
S_1	—	bauartabhängiger Beiwert zur Bestimmung der Gleitreibung in Wälzlagern
S_2	—	bauartabhängiger Beiwert zur Bestimmung der Gleitreibung in Wälzlagern
S_{KK}	m	Sehnenlänge eines Kreisabschnittes zur Abbildung einer Profilspitze
\mathbf{T}_r	—	Transformationsmatrix für die Rotation
u	m/s	mittlere Fluidgeschwindigkeit in x-Koordinatenrichtung
u_{c*50}	m/s	Übergangsgeschwindigkeit nach dem Kontaktspannungskriterium
u_{diff}	m/s	Differenzgeschwindigkeit (insb. in x-Koordinatenrichtung)
$u_{min\mu}$	m/s	Übergangsgeschwindigkeit nach dem Minimalreibungskriterium
u_{sum}	m/s	Summengeschwindigkeit
U	V	elektrische Spannung
U_x	m/s	Oberflächengeschwindigkeit des Körpers x in x-Richtung
U_M	V	gemessene Spannung
U_V	V	Versorgungsspannung
v	m/s	mittlere Fluidgeschwindigkeit in y-Koordinatenrichtung
v_{diff}	m/s	Differenzgeschwindigkeit in y-Koordinatenrichtung
V_M	—	Ölbadwiderstandsvariable
V_x	m/s	Oberflächengeschwindigkeit des Körpers x in y-Richtung
w	m/s	mittlere Fluidgeschwindigkeit in z-Koordinatenrichtung
w_{diff}	m/s	Differenzgeschwindigkeit in z-Koordinatenrichtung
$W_{def,rK,db}$	J	Deformationsarbeit die eine im durch den Index db beschriebenen Verformungsbereich befindliche, repräsentative Kuppe erfährt

Fortsetzung auf Folgeseite

Zeichen	Einheit	Bedeutung
W_x	m/s	Oberflächengeschwindigkeit des Körpers x in z -Richtung
x_{\max}	m	Betrag des maximalen Abstandes des Überlappungsbereiches der Laufflächen von der Berührlinie
Y	—	Berechnungsfaktor für Kegelrollenlager
z	—	auf die Standardabweichung der Kuppenhöhen σ_s normierte Profilhöhe in Kapitel 4
\bar{z}	—	mittlere z -Koordinate für Gl. (2.1)
\mathbf{z}_a	m	Höhenverteilung der nicht deformierten Kontaktgeometrie
z_{an}	—	auf die Standardabweichung der Kuppenhöhenverteilung normierter Annäherungsbetrag des starren Gegenkörpers an die an die deformierbare Ersatzfläche.
z_{lep}	—	auf die Standardabweichung der Kuppenhöhen σ_s normierte Deformation bei beginnender plastischer Deformation
z_{\max}	—	auf die Standardabweichung der Kuppenhöhen σ_s normierte maximale Profilhöhe
z_{pl}	—	auf die Standardabweichung der Kuppenhöhen σ_s normierte Deformation beim Beginn des vollplastischen Fließens
z_r	Pa	fluidspezifischer Exponent zur Viskositätsberechnung nach ROELANDS mit Gl. (2.54)

Griechische Buchstaben

Zeichen	Einheit	Bedeutung
α_{ad}	—	Faktor in Gl. (4.60)
α_{Hys}	—	Hystereseeanteil bei elastischer Deformation
α_{konv}	W/(m ² K)	Wärmeübergangskoeffizient für Konvektion
$\beta_{p\vartheta}$	K ^{−1}	Volumenausdehnungskoeffizient
$\dot{\gamma}$	1/s	Scherrate
γ_{DH}	1/Pa	Koeffizient zur Beschreibung des Druck-Dichte-Verhaltens gem. [DH77]
δ_h	m	Anpassungswert für die minimale Spaltweite
δ_x	°	Neigungswinkel der Laufbahn x
δ_{z,F_N}	m	durch die Kraft F_N hervorgerufene, makroskopische Verformung in z-Richtung
$\delta_{z,p_{ges}}$	m	durch Gesamtdruckverteilung hervorgerufene, makroskopische Deformationsverteilung in z-Richtung
Δ_{Err}	°	Vorgabe für Winkelabweichung
$\Delta\vartheta_{P,V}$	°C	Schätzwert für die durch die Verlustleistung hervorgerufene Temperaturerhöhung
ε_δ	%	Fehlerschranke der Deformationsberechnung
ε_η	%	Fehlerschranke der Viskositätsberechnung
ε_F	%	Fehlerschranke der Tragkraftberechnung
ζ	m	(mikroskopische) Deformation einer als Kugelkappe angenäherten Rauheitsspitze
ζ_{elep}	m	Deformation, bei der erste plastische Verformung beginnt - kennzeichnet den Übergang zwischen rein elastischem und elastisch/eingeschlossen plastischem Bereich
ζ_{pl}	m	Deformation, bei der erstes vollplastisches Fließen beginnt
$\zeta_{rK,db}$	m	Deformation, die eine repräsentative Kuppe im durch den Index db gekennzeichneten Verformungsbereich erfährt
η	Pa · s	dynamische Viskosität

Fortsetzung auf Folgeseite

Zeichen	Einheit	Bedeutung
η_{40C}	Pa · s	dynamische Viskosität bei einer Temperatur von 40 °C und Normaldruck
η_{ϑ}	Pa · s	dynamische Viskosität bei Normaldruck und der Temperatur ϑ
η_{Get}	%	Getriebewirkungsgrad
η_{HERTZ}	—	Beiwert für die Berechnung der HERTZ'schen Pressung bei Punktberührung
η_x	Pa · s	dynamische Viskosität bei einer Temperatur von 773,6 °C und Normaldruck
η_{∞}	Pa · s	fiktive dynamische Viskosität nach ROELANDS
ϑ	°C	Temperatur
ϑ_0	°C	Bezugstemperatur
ϑ_m	°C	mittlere Temperatur im Schmierstoff
Θ_x	°	Kegelwinkel des Körpers x : $\Theta_x = 180^\circ - 2 \cdot \delta_x$
κ_{rand}	—	Hilfsvariable zur Einordnung von Hauptgitterpunkten in Kontaktgebiet, Außenbereich und Übergangsgebiet
λ_{DH}	1/Pa	Koeffizient zur Beschreibung des Druck-Dichte-Verhaltens gem. [DH77]
μ	—	Reibkoeffizient
$\mu_{sl,WL}$	—	Gleitreibungszahl zur Bestimmung des Gleitreibungsmomentes von Wälzlagern
ν_{40C}	m ² /s	kinematische Viskosität bei Normaldruck und einer Temperatur von 40 °C
ν_{ϑ}	m ² /s	kinematische Viskosität bei Normaldruck und der Temperatur ϑ
ν_x	—	Querkontraktionszahl des Körpers x
ξ_{HERTZ}	—	Beiwert für die Berechnung der HERTZ'schen Pressung bei Punktberührung
ρ	kg/m ³	Dichte
ρ_0	kg/m ³	Dichte bei Normaldruck und Umgebungstemperatur
$\rho_{0,\vartheta}$	kg/m ³	Dichte bei Normaldruck für ϑ_m
σ_{hP}	m	Standardabweichung einer Profilhöhenverteilung

Fortsetzung auf Folgeseite

Zeichen	Einheit	Bedeutung
σ_s	m	Standardabweichung einer Kuppenhöhenverteilung
Σk_{HERTZ}	1/m	Summe der Krümmungen
τ_{db}	N/m ²	Scherfestigkeit der adhäsiven Bindungen im durch den Index <i>db</i> gekennzeichneten Deformationsbereich
$\tau_{\text{FK,ad}}$	N/m ²	aus Adhäsionsbindungen bei Festkörperberührungen resultierende Schubspannung
$\tau_{\text{FK,def}}$	N/m ²	aus Verlusten bei der Deformation von Festkörperkontakten resultierende Schubspannung
τ_{Fluid}	N/m ²	aus Reibprozessen im Fluid resultierende Schubspannung
τ_{HERTZ}	—	Hilfswert für die Berechnung der HERTZ'schen Pressung bei Punktberührung
τ_s	N/m ²	Scherfestigkeit des Grundwerkstoffs
τ_{visk}	N/m ²	viskositätsbedingte Schubspannung
ϕ_{ish}	—	Schmierfilmdickenfaktor
ϕ_{rs}	—	Schmierstoffverdrängungsfaktor
$\varphi_s(s)$	—	normierte Dichtefunktion der Kuppenhöhen
ω_x	1/s	Winkelgeschwindigkeit des Körpers <i>x</i>

Indizes

Zuvor genannten Größen, die mit dem Index α gekennzeichnet wurden, können in der Arbeit verschiedenen Indizes zugeordnet werden, die Bedeutung der jeweiligen Indizes ergibt sich aus der nachfolgenden Tabelle.

Index	Bedeutung
1	bezogen auf Körper/Fläche 1
2	bezogen auf Körper/Fläche 2
alt	Ergebnis aus vorherigem Iterationsschritt
as	bezogen auf eine einzelne Rauheitskuppe
AR	bezogen auf den Anlaufing
DK	bezogen auf den Druckkamm
el	rein elastisch deformierter Bereich
elep	elastisch/eingeschlossen plastisch deformierter Bereich
GSys	Getriebekoordinatensystem
KSys	Kontaktkoordinatensystem
neu	Ergebnis aus aktuellem Iterationsschritt
pl	plastisch deformierter Bereich
Rad	bezogen auf das Rad oder die Radwelle
Rit	bezogen auf das Ritzel oder die Ritzelwelle
rK	bezogen auf eine einzelne, für einen Verformungsbereich repräsentative Rauheitskuppe

Mathematische Symbole

Symbol	Bedeutung
$f()$	allgemeine Funktion
$f(x, y)_e$	Funktion, die am östlich benachbarten Zwischengitterpunkt des durch die Koordinaten x und y beschriebenen Hauptgitterpunktes ausgewertet wird
$f(x, y)_E$	Funktion, die am östlich benachbarten Hauptgitterpunkt des durch die Koordinaten x und y beschriebenen Hauptgitterpunktes ausgewertet wird
$f(x, y)_n$	Funktion, die am nördlich benachbarten Zwischengitterpunkt des durch die Koordinaten x und y beschriebenen Hauptgitterpunktes ausgewertet wird
$f(x, y)_N$	Funktion, die am nördlich benachbarten Hauptgitterpunkt des durch die Koordinaten x und y beschriebenen Hauptgitterpunktes ausgewertet wird
$f(x, y)_s$	Funktion, die am südlich benachbarten Zwischengitterpunkt des durch die Koordinaten x und y beschriebenen Hauptgitterpunktes ausgewertet wird
$f(x, y)_S$	Funktion, die am südlich benachbarten Hauptgitterpunkt des durch die Koordinaten x und y beschriebenen Hauptgitterpunktes ausgewertet wird
$f(x, y)_w$	Funktion, die am westlich benachbarten Zwischengitterpunkt des durch die Koordinaten x und y beschriebenen Hauptgitterpunktes ausgewertet wird
$f(x, y)_W$	Funktion, die am westlich benachbarten Hauptgitterpunkt des durch die Koordinaten x und y beschriebenen Hauptgitterpunktes ausgewertet wird
\vec{v}	die Größe v ist ein Vektor
M	die Größe M ist eine Matrix
isnan()	prüft, ob übergebenes Argument kein numerisches Element bzw. nicht definiert ist
max()	wählt das größte der übergebenen Argumente
min()	wählt das kleinste der übergebenen Argumente

Verzeichnis verwendeter Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
ASCII	American Standard Code for Information Interchange
DFG	Deutsche Forschungsgemeinschaft
DMS	Dehnungsmessstreifen
FVA	Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V.
IMW	Institut für Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal
ISO	International Organization for Standardization (engl. für: Internationale Organisation für Normung)
LGS	Lineares Gleichungssystem
SPP	Schwerpunktprogramm Die hier vorgestellten Ergebnisse basieren zu großen Teilen auf Arbeiten, die im Rahmen des SPP 1551: „Ressourceneffiziente Konstruktionselemente“ durch die DFG gefördert wurden
TEHD	Thermo-Elasto-Hydro-Dynamik

Kurzfassung

Druckkamlager ermöglichen die direkte Übertragung axialer Lasten zwischen parallelen, rotierenden Wellen. Im Bereich der Turboverdichtergetriebe haben sie sich seit Jahren als probates Mittel zum Aufbau effizienter Lagerungssysteme erwiesen, da sie es gestatten, den vom Verdichterrad in die hochohrtig drehende Ritzelwelle eingeleiteten Verdichterschub auf die Radwelle und erst von dort in das Gehäuse zu übertragen. Hierdurch kann die Ritzelwelle fliegend, also ohne axiale Gehäuselagerung, gelagert werden, wodurch die Lagerungsverluste des Gesamtsystems erheblich sinken. In anderen Gebieten des Getriebebaus finden Druckkamlager bisher kaum Verwendung. Ursächlich hierfür erscheinen neben ihrem geringen Bekanntheitsgrad vor allem die eingeschränkte Verfügbarkeit von geeigneten Berechnungsverfahren zu deren Auslegung, Unsicherheiten hinsichtlich der Anwendbarkeit in niedertourigen Anwendungen und Unklarheiten über das Energiesparpotential beim kombinierten Einsatz von Druckkamm- und Wälzlager.

Die direkte Übertragung axialer Lasten zwischen rotierenden Wellen eröffnet die Möglichkeit, Verzahnungsaxialkräfte, wie sie bei der Drehmomentübertragung durch einfach schrägverzahnte Stirnradstufen hervorgerufen werden, dicht an ihrem Entstehungsort auszugleichen und die betroffenen Getriebestufen so nach außen axialkraftfrei wirken zu lassen. Die sich durch den potentiellen Druckkammeinsatz ergebende Entlastung von Gehäuselagerungen bietet ein bisher zu wenig genutztes Energiesparpotential in einem deutlich weiteren Anwendungsfeld. Die vorliegende Arbeit soll daher einen Beitrag zur Prüfung und Bewertung des Druckkammeinsatzes als Energiesparoption in konkreten Getriebesystemen leisten, indem für den interessierten Anwender ein Berechnungsvorgehen beschrieben wird, mit dem sich die Betriebssituation innerhalb des Druckkamlagers sowie dessen Auswirkung auf die Verlustleistung eines gesamten Getriebe Lagerungssystems in Abhängigkeit von verschiedenen Gestaltungs- und Betriebsparametern bestimmen lässt.

Im einführenden Kapitel 1 werden Erläuterungen zu grundlegenden Funktionsweisen der Druckkamlagerung und bereits bekannter Literatur zu deren Auslegung sowie den Zielen der vorliegenden Arbeit gegeben.

Die Erweiterung des Einsatzgebietes von Druckkammlagern in niedertourige Anwendungen erfordert eine zuverlässige hydrodynamische Vollschrrierung auch bei geringen Drehzahlen. Kapitel 2 beschreibt ein Berechnungsverfahren zur Lösung der REYNOLDS'schen Differentialgleichungen für Druckkammlager, aus denen sich der hydrodynamische Tragdruck und eine elastisch deformierte Spaltgeometrie, unter Berücksichtigung druckabhängiger Schmierstoffeigenschaften, in unterschiedlichen Betriebssituationen bestimmen lässt. Durch Variationsrechnungen lassen sich die Einflüsse unterschiedlicher Gestaltungsparameter auf die minimale Spaltweite und damit auf das Übergangsverhalten in die Vollschrrierung prognostizieren. Zur experimentellen Verifikation werden in Kapitel 3 auf einem Spezialprüfstand Kennlinien für unterschiedlich gestaltete Druckkammlager aufgenommen, die die für den Übergang in die Vollschrrierung erforderliche Geschwindigkeit in Abhängigkeit von der aufgebrachten Axiallast wiedergeben. Es zeigt sich übereinstimmend mit den Simulationsrechnungen, dass sich die Übergangsgeschwindigkeit bereits durch geringe Modifikationen signifikant beeinflussen lässt.

Eine Erweiterung des Berechnungsvorgehens durch die Abbildung von Mischreibungskontakten zwischen rauen Oberflächen wird in Kapitel 4 beschrieben. Hierfür wird anhand von Rauheitsschrieben realer Laufflächen eine aus Kugel-Kappen zusammengesetzte Ersatzfläche modelliert, für die sich mittels statistischer Methoden Festkörpertrag- und Reibungskräfte bestimmen lassen. Durch die Kopplung mit der hydrodynamischen Schmierfilmsimulation gelingt eine genauere Beschreibung der Reibungssituation im Druckkammkontakt.

Mit Hilfe eines einstufigen, schrägverzahnten Versuchsgetriebes, welches sich sowohl mit einer „konventionellen“ angestellten Lagerung als auch mit einer Kombination von Druckkamm- und Rillenkugellagern betreiben lässt, werden in Kapitel 5 Wirkungsgradkennfelder für beide Lagerungskonzepte aufgenommen. Der Vergleich ergibt eine mittlere Steigerung des Getriebewirkungsgrades von über 3 %, insbesondere im Teillastbetrieb fällt diese noch höher aus. Es wird somit zum einen der Beweis erbracht, dass sich die Effizienz

schrägverzahnter Getriebe durch den Einsatz von Druckkammlagern tatsächlich steigern lässt, zum anderen wird mit Hilfe der gewonnenen Daten demonstriert, wie sich die Gesamtverluste eines Getriebelagerungssystems rechnerisch abschätzen lassen. Hierdurch soll es dem Anwender ermöglicht werden, das Energiesparpotential einer Druckkammlagerung bereits während der Entwurfsphase eines Getriebes beurteilen und in die Konzeptabwägung einbeziehen zu können. Die Arbeit schließt mit einer Zusammenfassung der gewonnenen Ergebnisse in Kapitel 6.

Abstract

Thrust cone bearings allow the direct transmission of axial loads between parallel, rotating shafts. In integrally geared compressors they transfer an axial load induced to the pinion shaft by the compression of process gas, to the main bull gear shaft, where it is balanced by a thrust bearing at relatively low rotational speeds. The pinion shaft can be mounted in a floating arrangement and thus the bearing losses of the overall system are considerably reduced. Although thrust cone bearings have proven to be a reliable solution in that application for years, they are hardly used in other fields of gearbox engineering. Besides their generally low level of awareness, a lack of suitable calculation methods and concerns regarding their applicability under low-speed operation conditions as well as uncertainties about their energy saving potential in combination with rolling bearings appear as main causes for their limited use so far.

Axial loads, resulting from torque transmission via single helical spur gears, can easily be compensated close to their point of origin by the use of thrust cone bearings. A force component generated on a tooth flank of the pinion is conducted through the thrust cone contact into the wheel, where it is balanced with the wheel flanks force component, which has the same amount but opposite direction. Outside the transmission stage no axial loads remain and the bearings in the housing are relieved and frictional losses can be reduced. The presented work shall contribute to the evaluation of possible energy savings in gearbox construction by using thrust cone bearings. It intends to describe a calculation method, which allows to simulate operational conditions in the thrust cone bearing and to predict power losses in the whole gearbox bearing system, in dependency of several design parameters.

The introductory chapter 1 explains the basic functionality of thrust cone bearings, presents the state of knowledge for their design and names the ob-

jectives of this thesis. Reliable full film lubrication at low velocities is a basic necessity for extending the thrust cones field of application to lower speed regions. Chapter 2 describes a numerical method to solve REYNOLDS differential equations for thrust cone bearings. Considering pressure-dependent lubricant properties and elastic surface deformations, distributions of the hydrodynamic pressure and the deformed contact geometry can be calculated under various operating situations. The influence of different design parameters on the minimum gap size and thus the transitional behavior into full lubrication can be predicted by variational calculations. Experimental verification is gained by comparison with characteristics, which reflect the speed required for the transition to the full lubrication as a function of the axial load applied for differently designed thrust cone bearings, recorded on a special test bench described in chapter 3. Both, numerical calculations and experimental data, show consistently a significant influence of minor design modifications on the transition speed.

The calculation procedure is extended for mixed friction conditions by modelling solid contact between rough surfaces, as described in chapter 4. Properties of the rough surfaces are determined by roughness profiles and transferred into an equivalent model surface based on spherical caps. Using statistical methods normal and friction forces due to asperity contacts are calculated. In combination with the results of the hydrodynamic simulation a more precise description of the friction situation in the thrust cone contact is achieved.

Characteristic maps of the gearbox efficiency are determined for a single-stage test transmission with a helical gear pair. The gearbox can be equipped either with a "conventional" bearing concept based on tapered roller bearings or with a combination of thrust cone and ball bearings. As shown in chapter 5, a comparison of the gained results leads to an average raise in efficiency of more than 3 % - during partial load operation it is even higher. Besides the experimental proof for increased efficiency due to the use of thrust cone bearings a method for the calculation of total losses caused by the gearbox bearing system is demonstrated based on the recorded data. It is intended to enable the user to assess the energy saving potential of a thrust cone bearing already during the design phase. The work concludes with a summary of the obtained results in chapter 6.

Danksagung

Ich möchte mich an dieser Stelle bei allen bedanken, die mich während der Erstellung dieser Arbeit unterstützt haben.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Armin Lohrengel, dem Leiter des Fritz-Süchting-Instituts für Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal, für die erfahrene Unterstützung, impulsgebende Diskussionen, ermutigende Anregungen und die fachliche Begleitung dieser Arbeit. Sie entstand während meiner Tätigkeit als sein wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Konstruktionslehre und Maschinenelemente und konnte dort, dank der vertrauensvoll gewährten Entwicklungsfreiräume, in der vorliegenden Form entstehen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Hubert Schwarze, Leiter des Institutes für Tribologie und Energiewandlungsmaschinen der Technischen Universität Clausthal, danke ich für sein Interesse an dieser Arbeit, die Übernahme des Koreferats und vor allem für die langjährige und hochwertige Vermittlung von Kenntnissen aus dem Feld der Tribologie.

Die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG) unterstützte im Rahmen des Schwerpunktprogrammes 1551 „Ressourceneffiziente Konstruktionselementen“ über zwei dreijährige Förderperioden wesentlich die für die Entstehung dieser Arbeit erforderliche Forschungstätigkeit. Zudem ergaben sich durch die tiefe Vernetzung und den qualifizierten Austausch mit den anderen Wissenschaftlern des Schwerpunktprogramms wertvolle Inspirationen und Anregungen.

Bedanken möchte ich mich bei den vielen Kollegen am IMW aus dem organisatorischen, technischen und wissenschaftlichen Bereich für das familiäre Arbeitsklima und die konstruktive Zusammenarbeit. Stellvertretend möchte ich insbesondere Herrn Dipl.-Ing. Tobias Mänz für fortwährende Ermutigungen

und Herrn Dipl.-Ing. Sebastian Hofmann für kontinuierliche Unterstützung und anregenden Gedankenaustausch danken. Natürlich danke ich auch den studentischen Hilfskräften und Abschlussarbeitern für ihr Engagement und ihren Einsatz.

Meiner Familie und meinen Freunden danke ich herzlich für Rückhalt, Ausgleich und die Unterstützung während der Erstellung dieser Arbeit. Mit den Worten des schlesischen Maurermeisters Joseph Weißenberg: „*Zwei Lebensstützen brechen nie, Gebet und Arbeit heißen sie*“, möchte ich abschließend einem himmlischen Schöpfer danken, den ich für Quell und Ursprung aller guten Ideen und Schaffenskraft halte.

Vielen Dank!

1. Einleitung

In modernen Getrieben werden häufig schrägverzahnte Zahnräder eingesetzt, um die Laufruhe zu steigern. Durch die Neigung der Zahnflanken gegenüber der Rotationsachse erfolgt ein sanfterer Zahneingriff, wodurch Schwingungsanregungen und Schallemissionen reduziert werden können. Aufgrund dieser Neigung ergeben sich bei der Drehmomentübertragung allerdings auch axial ausgerichtete Kraftkomponenten, die durch die Getriebelagerung aufgefangen werden müssen.

Das gängigste Konzept zur Lagerung schrägverzahnter Getriebe sieht eine Übertragung der Verzahnungsaxialkraft in das Gehäuse vor. Hierzu wird die Axialkraft von den erzeugenden Flanken zunächst durch das Rad bzw. das Ritzel in die jeweiligen Wellen und von diesen über Axiallager in das Getriebegehäuse geleitet, sodass ein Ausgleich der Axialkraftkomponenten erfolgen kann. Für die genannten Maschinenelemente stellt die Axialkraft eine zusätzliche Beanspruchung dar und erfordert eine entsprechend stärkere Dimensionierung. Die axiale Zusatzbelastung steigert zudem die Reibungsverluste in den Lagerstellen. Werden bei wälzgelagerten Getrieben die Verzahnungsaxialkräfte so groß, dass auf Axiallastübertragung spezialisierte Lagerbauarten verwendet werden müssen, fällt die Zunahme der Reibungsverluste besonders deutlich aus.

Ein alternatives Konzept stellt die Druckkammlagerung dar, bei der Verzahnungsaxialkräfte dicht an ihrem Ursprung kompensiert werden, sodass schrägverzahnte Getriebestufen nach außen axialkraftfrei und somit energieeffizient gelagert werden können.

1.1. Funktionsweise Druckkammlagerung

Kernbestandteil einer Druckkammlagerung ist ein wälzkreisnahes Laufflächenpaar, welches die Übertragung von axialen Lasten zwischen zwei parallelen Wellen ermöglicht. Abb. 1 zeigt eine weit verbreitete Ausführungsform, bei der sich eine Lauffläche auf der Stirnseite einer als Druckkamm bezeichneten Kreistringscheibe befindet, die neben dem Ritzel auf der Ritzelwelle montiert wird und dessen Kopfkreis überragt. Die zweite Lauffläche des Lagers wird oft direkt auf die Seitenfläche des Rades geschliffen. Eine paarweise Anordnung der Druckkammlager, wie in der Abbildung gezeigt, wird zumeist gewählt, wenn wechselnde Krafttrichtungen zu beherrschen sind - sollen nur Kräfte in einer Richtung aufgenommen werden, kann auch eine einwertige Lageranordnung erfolgen.

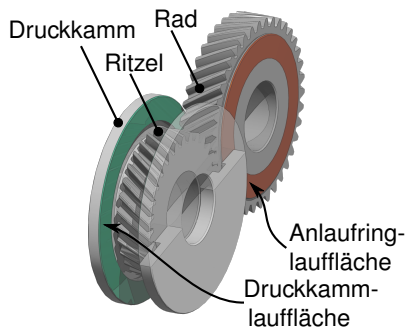


Abb. 1.: Bestandteile einer Druckkammlagerung: Hauptbestandteil einer Druckkammlagerung ist ein Laufflächenpaar. Eine Lauffläche trägt der Druckkamm, die andere wird häufig an die Stirnseite des Rades geschliffen.

Auch externe Axialkräfte lassen sich mittels Druckkammlagern zwischen den Wellen übertragen, zu deren Aufnahme ist allerdings die axiale Lagerung einer Welle im Gehäuse erforderlich. Üblicherweise wird ein axiales Führungslager auf der Radwelle des Getriebes vorgesehen, welches jedoch nicht durch innere Axiallasten beansprucht wird.

1.1.1. Wälzkreisnahe Kompensation von Verzahnungsaxialkräften

Verzahnungsaxialkräfte entstehen als Kräftepaar gleichen Betrags und entgegengerichteten Vorzeichens bei der Drehmomentübertragung mittels schrägverzahnter Stirnräder. Abb. 2 vergleicht den Kraftfluss solcher Verzahnungsaxialkräfte für ein konventionell gelagertes und ein mit Druckkammern ausgestattetes, schrägverzahntes Getriebe.

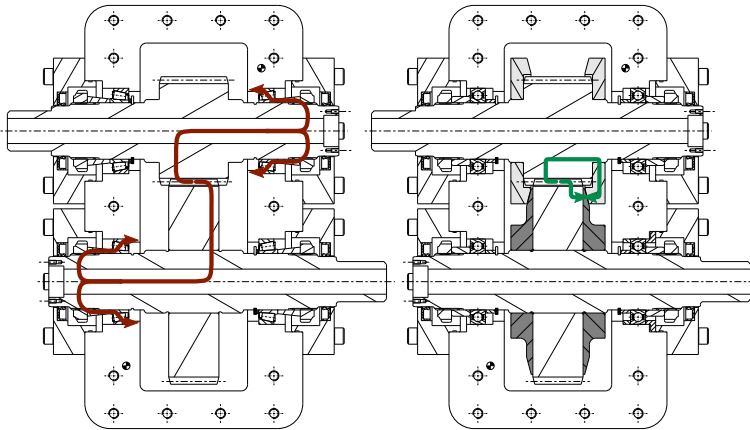


Abb. 2.: Kraftfluss: Weg der Axialkraft in einem konventionell gelagerten Getriebe (links) und einem Druckkammgetriebe (rechts).

Während im konventionell gelagerten Getriebe die Axialkraftkomponenten über den eingangs beschriebenen Weg in das Gehäuse geführt werden müssen, gelangt die auf der Ritzelflanke erzeugte Kraftkomponente über das Druckkamm Lager zum Rad, wo sie durch die auf der Radflanke generierte Komponente ausgeglichen wird. Diese Kompensation sorgt dafür, dass das schrägverzahnte Stirnradpaar im Druckkammgetriebe nach außen axialkraftfrei wirkt. Die Wellenlager müssen lediglich radiale Lasten in das Gehäuse übertragen, wodurch unter Umständen die Verwendung leichtgängigerer Lagerbauarten möglich wird. Zur Aufnahme etwaiger externer Axiallasten genügt ein Festlager als axiales Führungslager. Im Getriebe aus Abb. 2 wurden beispielsweise Kegelrollenlager durch Rillenkugellager ersetzt, die deutlich niedrigere Reibmomente aufweisen. Ein weiterer Vorzug einer solchen Umstellung

ist, dass die aufwändige Einstellung der Lagerung bei Montage und Wartung entfällt, da die Druckkamlagerung selbsteinstellend ist.

Aufgrund des radialen Versatzes zwischen den Zahnflanken und der Rotationsachse ergibt sich bei der konventionellen Lageranordnung, insbesondere für die Radwelle, ein zusätzliches Biegemoment, welches als umlaufende Biegung die Welle beansprucht und auch die Radialbelastung eines Gehäuselagers erhöht. Durch die wälzkreisnahe Anordnung des Druckkammlagers erfolgt der Axialkraftausgleich mit deutlich geringerem Hebelarm, wodurch fast keine zusätzliche Biegebeanspruchung für die Getriebewellen entsteht.

1.1.2. Spaltgeometrie

Zur Reduktion von Reibungsverlusten und Minderung von Verschleißeffekten erfolgt die Kraftübertragung zwischen den bewegten Komponenten eines Lagers häufig als geschmierter Kontakt, wobei ein Schmierstoff als Zwischenmedium eine Trennung der Kontaktflächen bewirken soll. Oft wird der Aufbau eines hydrodynamischen Schmierfilms angestrebt, der entsteht, wenn an den Kontaktflächen anhaftender Schmierstoff aufgrund der Oberflächenbewegung in einen sich verengenden Spalt gezogen wird. Als Folge der Volumenreduktion steigt der Druck im Schmierstoff und überträgt eine Kraft auf die Kontaktflächen, welche bestrebt ist, diese auseinander zu drücken.

Um den Aufbau eines hydrodynamischen Schmierfilms in einem Druckkammlager zu ermöglichen, werden dessen Laufbahnen gegenüber ihrer Rotationsachse leicht geneigt, beispielsweise als Kegelflächen, ausgeführt. Abb. 3 stellt einen derartigen Druckkammkontakt dar, wobei der Laufbahnneigungswinkel δ_{DK} zur Veranschaulichung stark überzeichnet ist.

In der Draufsicht ist der als „Berührellipse“ bezeichnete Überlappungsbereich der Laufflächen hervorgehoben. Diese ergibt sich in „ungestörter“ Form, sofern die Summe der Laufbahnaußenradien den Achsabstand übersteigt und die Laufbahnaußenradien kleiner als die Differenz aus Achsabstand und jeweils gegenüberliegendem Laufbahninnenradius gewählt werden. Ist letztere Bedingung nicht erfüllt, kommt es zur „Sichelbildung“ im Kontaktbereich. Die

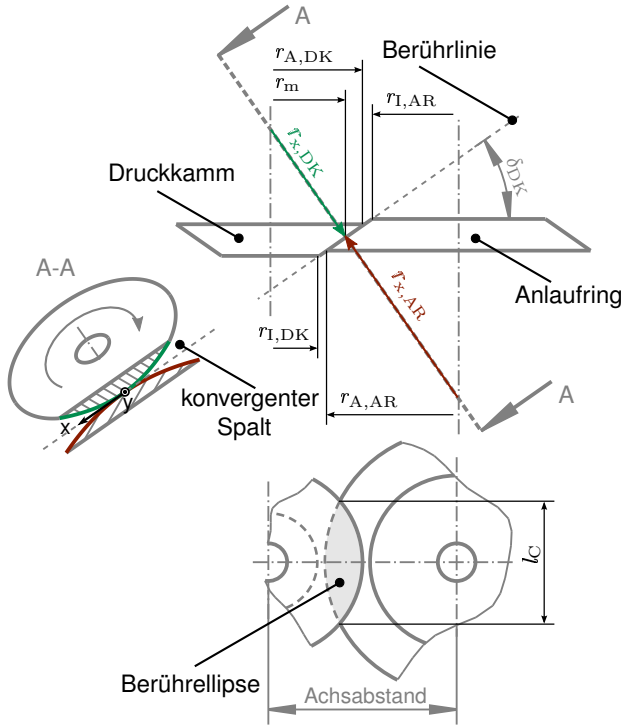


Abb. 3.: Schmierspaltgeometrie: In der normal zur Berührlinie der beiden Kegel ausgerichteten Schnittebene ist der konvergente Schmierpalt zu erkennen.

Länge der Kontaktzone l_c ist in Abb. 3 dargestellt, für ihre Breite B_C gilt bei einer ungestörten Berührellipse:

$$B_C = \frac{r_{A,AR} + r_{A,DK} - a_{achs}}{\cos(\delta_{DK})} \quad (1.1)$$

Die unverformten Mantelflächen der Kegel berühren sich entlang der Verbindungslinie der Rotationsachsen. Der senkrecht zur gegenüber der Rotationsachse geneigten Berührlinie ausgerichtete Schnitt A-A in Abb. 3 zeigt den sich verengenden Schmierpalt, in dem der hydrodynamische Druckaufbau erfolgen kann. In dieser Arbeit wird für Berechnungen am Schmierpalt im allgemeinen das in dieser Ansicht dargestellte (Kontakt-)Koordinatensystem ver-

wendet, bei dem die x-Achse in Richtung des Fluidstromes ausgerichtet ist und die positive y-Achse auf die Rotationsachse des Rades weist. Der Koordinatenursprung liegt auf dem Schnittpunkt der Berührlinie mit der längsten Ellipsenausdehnung l_C , die z-Achse ist in Spalthöhenrichtung orientiert und ergibt sich als Vektorprodukt der x- und der y-Achse.

Zur Beeinflussung des Tragverhaltens eines Druckkamm-lagers können verschiedene Modifikationen der Makrogeometrie vorgenommen werden, indem die Laufbahnen quer zur Laufrichtung gezielt profiliert werden. Abb. 4 stellt die in dieser Arbeit angewandten Profilvarianten gegenüber.

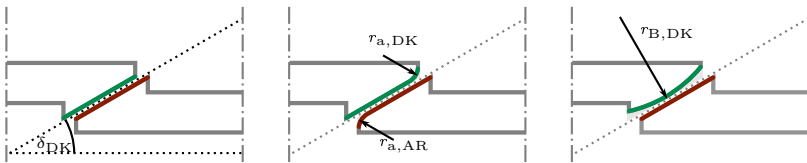


Abb. 4.: Varianten der Profilgeometrie: „ebene Laufbahn“ (links), „verrundete Außenkante“ (mitte) und „bombierte Lauffläche“ (rechts)

Ebene Laufbahn

Als „ebene Laufbahn“ werden Laufflächen bezeichnet, deren Makrogeometrien sich als ideale Kegel beschreiben lassen. Diese Geometrievariante stellt die Grundform für die Druckkammgestaltung dar. Variationen können über die Einstellung des Laufbahnneigungswinkels δ_{DK} bzw. des Kegelwinkels $\Theta_{DK} = 180^\circ - 2 \cdot \delta_{DK}$ erfolgen.

Verrundete Außenkante

Eine Laufbahn mit einer „verrundeten Außenkante“ ist eine ebene Laufbahn, deren Außenkante mit einem Radius abgeschlossen wird. Diese Rücknahme des äußeren Laufbahnbereiches soll einerseits ein sanfteres Einlaufen in die Kontaktzone ermöglichen und andererseits die Gefahr eines möglichen Kantentragens mindern. Druckkamm-lager mit verrundeter Außenkante sind im Rahmen dieser Arbeit so ausgeführt, dass der ebene Teil der Laufbahn tangen-

tial in den Radius übergeht und dieser ebenfalls tangential in den Laufbahnradius ausläuft.

Bombierte Lauffläche

Beim „Bombieren“ einer Lauffläche wird quer zu Laufrichtung ein Bogenprofil aufgebracht, welches als Kantenrücknahme wirkt. In dieser Arbeit werden bombierte Laufbahnen so erstellt, dass ein Kreisbogen die idealisierte Kegelfläche in der Mitte der Laufbahn tangential berührt. Der senkrechte Abstand des Kreisbogenmittelpunktes von der idealen Kegelfläche entspricht den Bombierradius r_B . Bei der Paarung einer bombierten Laufbahn mit einer ebenen Gegenlauffläche ergibt sich im undeformierten Zustand anstelle einer Linienberührung ein Punktkontakt. Dieser erreicht zwar gemäß der HERTZ'schen Theorie höhere Pressungen bei gleicher Last, ist zugleich aber deutlich unanfälliger gegenüber Verkipnungen als ein Linienkontakt.

1.1.3. Kinematik im Kontakt

Gelingt eine vollständige Trennung der Kontaktflächen durch einen hydrodynamischen Schmierfilm, sodass keine Festkörperberührungen zwischen den Kontaktpartnern mehr auftreten, wird dieser als „vollentwickelt“ bezeichnet. Eine wichtige Voraussetzung hierfür ist, dass aufgrund der Oberflächengeschwindigkeiten im Kontakt ein ausreichend hoher Schmierstofftransport in die Kontaktzone erfolgt. Die sich im Druckkammkontakt ergebende Kinematik begünstigt den Aufbau eines hydrodynamischen Schmierfilms. Zur Verdeutlichung sind in Abb. 5 die Geschwindigkeitsverhältnisse zweier aufeinander abwälzender Kegelscheiben schematisch dargestellt.

Die Umfangsgeschwindigkeiten der Kegeloberflächen U_1 und U_2 sind entlang der gemeinsamen Berührlinie gleich gerichtet¹, wodurch eine besonders hohe Summengeschwindigkeit u_{sum} erreicht wird, die für den Transport des Schmierstoffs in den konvergenten Spalt verantwortlich ist. Die Differenz der Oberflächengeschwindigkeiten u_{diff} fällt deutlich geringer aus und besitzt so-

¹Entlang der Berührlinie sind die Geschwindigkeitsanteile in y-Richtung V_1 und V_2 aufgrund kinematischer Gegebenheiten Null.

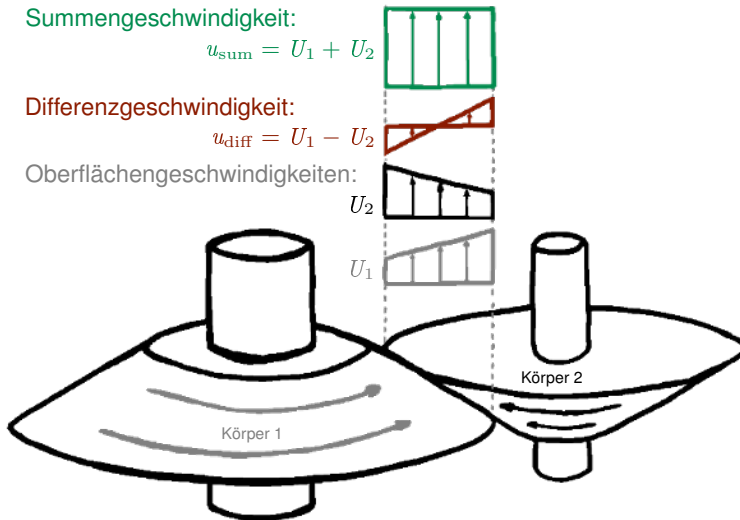


Abb. 5.: Kinematik am Druckkammkontakt: Die Umfangsgeschwindigkeiten variieren mit dem Abstand zur Rotationsachse, in der Nähe des Wälzkreises ist die Summengeschwindigkeit deutlich größer als die Differenzgeschwindigkeit. Abb. nach: [LSH15]

gar einen Nulldurchgang am Berührungspunkt der Wälzkreise des Getriebes. Die Differenzgeschwindigkeit ist ein Maß für die Scherung, die das Fluid im Kontakt erfährt. Die sich aus der Fluidscherung ergebende Verlustleistung steigt für Gleitlager etwa mit dem Quadrat der Differenzgeschwindigkeit an. Hieraus ergibt sich die konstruktive Empfehlung, die Laufbahnen eines Druckkamm-lagers möglichst dicht am Wälzkreis anzuordnen, insbesondere wenn man berücksichtigt, dass eine hohe Fluidscherung zu dessen Erwärmung und damit zum Absinken von Viskosität und Tragfähigkeit führen kann.

Als eine Kenngröße zur Beschreibung der kinematischen Verhältnisse wird in dieser Arbeit der Quotient aus Differenz- und Summengeschwindigkeit herangezogen, der im Folgenden als Schlupf S bezeichnet wird:

$$S = \frac{u_{\text{diff}}}{u_{\text{sum}}} \quad (1.2)$$

In einem klassischen Axialgleitlager, bei dem sich eine rotierende Lauf-
fläche auf einer stehenden Laufbahn am Gehäuse abstützt, ist die Differenz-
geschwindigkeit gleich der Bahngeschwindigkeit. Es ergibt sich somit nach
Gl. (1.2) ein Schlupfwert von 100 %, während sich in gängigen Druckkamm-
lagerkonstruktionen Schlupfwerte von etwa 10 - 20 % erreichen lassen.

1.2. Vorangegangene Arbeiten

[BBC24] beschreibt vor über 90 Jahren ein Druckkammlager, welches zum Ziel
hat, Axiallasten, die bei der Drehmomentübertragung mittels einfach schräg-
verzahnter Stirnräder entstehen, auszugleichen, ohne diese in das Gehäu-
se abzuführen. Das Patent zeigt Anordnungsformen für die Aufnahme von
Axiallasten in einer oder zwei Richtungen und empfiehlt bereits die Verwen-
dung rotationssymmetrischer Laufflächen, welche nicht senkrecht zur Rotati-
onsachse angeordnet sind, um einen hydrodynamischen Tragdruckaufbau zu
ermöglichen. Ein Zusammenhang zwischen der Entfernung der Laufflächen
zum Wälzkreis und der Relativgeschwindigkeit im Kontakt wird hergestellt, ei-
ne Empfehlung hinsichtlich einer geeigneteren Variante erfolgt jedoch nicht.

Trotz dieser langen Verfügbarkeit des Maschinenelementes findet es bis-
her hauptsächlich im Bereich der Turbogetriebe Anwendung und ist im „all-
gemeinen Konstruktionswesen“ relativ unbekannt. In frei verfügbaren Litera-
turquellen finden sich nur wenig Hinweise zur Auslegung und Gestaltung von
Druckkammlagern, wodurch die Verbreitung der Anwendung dieses Maschi-
nenelementes erheblich gehemmt wird. In [GFD14] beispielsweise wird der Be-
griff „Druckkamm“ von [Krä14] und [Str14] genannt, eine Erläuterung des Auf-
baus oder der Funktionsweise erfolgt jedoch nicht. Als Orientierungshilfe sind
daher im Folgenden einige Arbeiten zusammengestellt, anhand derer grundle-
gende Informationen über das Maschinenelement Druckkamm gewonnen wer-
den können.

Nach einer Erläuterung des der Druckkammlagerung zugrunde liegen-
den hydrodynamischen Prinzips nennt [Lan82b] die Möglichkeit, den Druck-
kammkontakt rechnerisch in das Ersatzsystem des Zylinder-Ebenen-Kontaktes
zu überführen, um für dieses die REYNOLDS'sche Differentialgleichung zu lö-
sen. Er zeigt den prinzipiellen Einfluss eines Druck-Viskositätsverhaltens und

der elastischen Laufflächendeformation auf und nennt die Möglichkeit der Berechnung viskoser Reibungsverluste unter Vollschmierungsbedingungen. Als Abschätzung wird ein Absinken auf 10 - 20 % der Verlustleistung einer mit axialen Kippsegmentlagern versehenen Ritzelwelle angegeben. Ein weiterer Schwerpunkt ist die Beschreibung der konstruktiven Befestigung der Druckkamm-scheiben auf der Ritzelwelle, wobei als Sonderlösung die Verwendung eines zentrischen Druckkammes gemäß [Lan82a] vorgestellt wird. Mit der Anwendung von Druckkammlagern in Turbogetrieben² befasst sich auch [Bas84] und erläutert, dass bei einstufigen Stirnradgetrieben diesen Typs etwa 1,4 % bis 2 % der durchsetzten Leistung als Verlustleistung umgesetzt werden. Etwa die Hälfte dieser Verluste entfalle auf die Verzahnung, die Lagerung der Ritzelwelle stelle eine weitere große Verlustkomponente dar.

[TO85] und [Fig94] beschreiben jeweils den Auslegungsprozess von Turboverdichtergetrieben, die als Stirnradgetriebe mit Druckkamm ausgeführt werden können. Der Fokus der Artikel liegt auf der Gleitlagerauslegung, dem Schwingungsverhalten oder dem Verzahnungstragbild. In beiden Fällen wird für die Druckkamm-berechnung auf hausinterne Berechnungsprogramme verwiesen, ohne diese tiefgehend zu beschreiben. Eine Sonderbauform für Turbogetriebe stellt das von [Hei84, DHK85] vorgestellte Planetengetriebe zur Kopplung einer Strömungsmaschine mit einem elektrischen Antrieb dar, bei dem einzugschrägverzahn-te Planetenräder durch Druckkämme geführt werden. Aufgrund der hohen Drehzahlen in Turboverdichtergetrieben ergeben sich gemäß [TO85] normalerweise keine nennenswerten Abplattungen im Druckkammkontakt - nur für sehr hohe Lasten (wie Stoßereignisse) sei eine elasto-hydrodynamische Berechnung des Schmierfilms im Druckkamm erforderlich - im Regelfall genügen jedoch einfache hydrodynamische Berechnungen.

Einen entsprechenden Berechnungsansatz stellen [KM01] mit dem Versuch der Adaption einer empirischen Berechnungsformel für die minimale Schmierfilmhöhe in Gleitlagern nach DOWSON und HIGGINSON für den Druckkammkontakt vor. Zur Abbildung des Einflusses nichtisothermer Einlaufbedingungen vor dem Wälzspalt findet ein Korrekturfaktor Verwendung, ein weiterer Korrekturwert dient der Abbildung des Einflusses von Rauheiten auf die errechnete Spaltweite. Anhand eines Rechenbeispiels wird illustriert, dass die

²Als Abgrenzung nennt [Bas84] eine Umfangsgeschwindigkeit der Zahnräder von mehr als 36 m/s - schnelllaufende Getriebe dieser Bauart erreichen Umfangsgeschwindigkeiten von bis zu 200 m/s.

rechnerische Tragfähigkeit für einen Druckkammkontakt mit der Drehzahl ansteigt und durch Temperaturzunahme gemindert werden kann. Auf diesem elastohydrodynamischen Modell basiert auch das von [Tho06] vorgestellte Berechnungsprogramm, welches neben der minimalen Spaltweite auch eine auf dem NEWTON'schen Scherspannungsansatz basierende Abschätzung der viskosen Reibleistungsverteilung ermöglicht. Die Berücksichtigung elastischer Laufflächendeformationen und die Berechnung der hydrodynamischen Druckverteilung in der Kontaktzone beinhalten diese Ansätze jedoch nicht.

Berechnungen zur hydrodynamischen Schmierung von Druckkammlagern stellen [Sim84, Bar93] vor. [Sim84] nennt rudimentäre Grundgleichungen (REYNOLDS-, Elastizitäts-, Energie- und LAPLACE-Gleichung), durch deren Kopplung ein thermo-elasto-hydrodynamisches (TEHD-)Modell aufgestellt wird. Aufgrund von mit diesem Modell für eine Lagergeometrie ausgeführten Berechnungen wird empfohlen, höher viskose Schmierstoffe in Druckkammlagern zu verwenden und Winkelfehler zu vermeiden. Zudem erkennt [Sim84] insbesondere bei schnell laufenden Anwendungen Vorteile durch den Einsatz von Druckkammlagern. [Bar93] dokumentiert deutlich ausführlicher den Aufbau einer numerischen, hydrodynamischen Schmierfilmsimulation für Druckkammlager, die auch eine wichtige Grundlage für die später am IMW entwickelten Berechnungsmethoden [Tho11, LH14] bildet. [Bar93] erarbeitet vier Modellstufen (1. isoviskos, inkompressibel und starr; 2. piezoviskos, inkompressibel und starr; 3. viskos, kompressibel und starr; 4. piezoviskos, kompressibel und elastisch) für die Beschreibung des Schmierfilmaufbaus. Neben Untersuchungen zum Einfluss der unterschiedlichen Modellstufen liegt insbesondere die Laufbahngestaltung, speziell der Vergleich von ebenen und bombierten (bezeichnet als „crowned“) Laufflächen, im Fokus der Arbeit. Für einen exemplarischen Auslegungsfall, der sich bezüglich seiner geometrischen Abmessungen, den auftretenden Geschwindigkeiten und Lasten an maritimen Schiffsantrieben orientiert, wird gezeigt, dass sich die minimale Spaltweite im Kontakt durch eine Laufflächenbombierung etwa um den Faktor sechs gegenüber dem mit ebenen Laufflächen errechneten Wert steigern lässt³.

Jüngere Arbeiten [SCWM15, Cab15, CSW17] befassen sich mit den Auswirkungen von Neigung und Verkipfung auf das Tragverhalten und die

³Von [Bar93] gewählte Untersuchungssituation: mittlere Oberflächengeschwindigkeit: 24,24 m/s; Axiallast: 106,3 kN; Krümmungsradius in Längsrichtung: 11,62 m, Bombierradius: 1 m.

rechnerische Steifigkeit von Druckkammlagern in Turboverdichtergetrieben. [SCWM15] schlägt auf Basis einer elastohydrodynamischen Schmierfilmberechnung für ein als exemplarisches Bezug gewähltes Druckkammlager eines Turboverdichtergetriebes zunächst vor, die minimale Spaltweite im Nennbetrieb zu reduzieren und hierdurch eine Erhöhung der Lagersteifigkeit sowie eine Senkung der viskosen Verluste zu erreichen, indem unterschiedliche Kegelwinkel zwischen Druckkamm und Anlaufring gewählt werden. [Cab15, CSW17] ergänzen das Berechnungsmodell um eine Temperaturtransportgleichung, mit der die Schmierstofferwärmung im Kontakt bei konstant angenommener Laufflächentemperatur beschrieben werden soll. Dieser Temperatureinfluss kommt erwartungsgemäß insbesondere für hohe Getriebedrehzahlen, wie sie in Turboverdichtergetrieben auftreten, zum Tragen. Sie untersuchen ergänzend den Einfluss statischer Verkipnungen auf das Tragverhalten. Trotz der Präsentation normierter Berechnungsergebnisse ist aus diesen erkennbar, dass sich Verkipnungen, die zu unterschiedlichen Kegelwinkeln der Laufbahnen führen, negativ auf die Kontakttragfähigkeit auswirken. Besonders interessant ist, dass sich neben Spaltweiten und Drücken auch Kennwerte zum Steifigkeits- und Dämpfungsverhalten aus den Modellrechnungen ableiten lassen.

Die Entwicklung einer Druckkammlagerung, deren Einsatzgebiet deutlich von bisher typischen Druckkammanwendungen abweicht, beschreiben [JKS98]. Durch die Integration einer Druckkammlagerung in die Nachschaltgruppe eines Nutzfahrzeuggetriebes wird die kostengünstige Umstellung auf einen schrägverzahnten Planetenradsatz ermöglicht, wodurch das Gesamtgetriebegeräusch um etwa 10 dB gesenkt werden kann. Aufgrund des geänderten Anwendungsszenarios (hohe Lasten treten häufiger auch in geringen Geschwindigkeitsbereichen auf) ist mit dem vermehrten Betrieb im Mischreibungsgebiet zu rechnen, weshalb für die Entwicklung auch Ermüdungslebensdauer, Fresstragfähigkeit und Verschleißgefährdung in den Betrachtungsfokus rückten. Da die Autoren davon ausgingen, dass die von ihnen zusammengefassten, bisher bekannten Auslegungsgrundlagen hierfür nur begrenzte Gültigkeit besaßen, erfolgte eine stark experimentell geprägte Entwicklungsphase. Mit seriennahen Grundlagenversuchen auf einem modifizierten Verspannprüfstand [JK99] wurden bauteil- und anwendungsspezifische Leistungsgrenzen bestimmt, das hiermit entwickelte Getriebe überstand Prüfstandsuntersuchungen und Felderprobungen und erreichte innerhalb von 2,5 Jahren Serienreife. Auch wenn dieser Bericht keine konkreten Auslegungsgrenzwerte nennt, de-

monstriert er doch anhand eines praktischen Beispiels die gelungene Übertragung der Druckkammtechnik in niedertourige Anwendungsbereiche. Auch [Lei10] berichtet über einen erfolgreichen Transfer einer Druckkamlagerung in einen neuen Anwendungskontext. Beim Aufbau eines Testgetriebes für Windkraftanwendungen mit einer Nennleistung von etwa 13 MW konnte die Ritzelwelle mittels Zylinderrollenlagern im Gehäuse radial geführt werden, da Verzahnungsaxialkräfte über eine Druckkamlagerung ausgeglichen wurden. Das Testgetriebe überstand einen einjährigen, dynamischen Untersuchungsbetrieb unter windkrafttypischen Lastbedingungen und stellt ein wegweisendes Konzept für Anwendungsfälle dar, in denen „axialkrafttaugliche Wälzlager“ an ihre Drehzahlgrenzen stoßen.

Aus der Diskrepanz zwischen dem scheinbar hohen Potential der Druckkamlagerung und der bisher nur unzureichenden Verfügbarkeit geeigneter Auslegungsvorschriften ergibt sich die Notwendigkeit, weitere Erkenntnisse über dieses Maschinenelement zu gewinnen und einem breiten Anwenderkreis zugänglich zu machen. Das Institut für Maschinenwesen (IMW) ist seit Längerem bestrebt, mit seiner Forschungsaktivität hierzu einen Beitrag zu leisten.

1.3. Zielsetzung

Ziele der Forschungstätigkeit am IMW sind die Steigerung der Leistungsfähigkeit des Maschinenelementes Druckkamm und die Erschließung dieser Technologie für ein breiteres Anwendungsfeld. Grundvoraussetzung hierfür ist die Erlangung genauer Kenntnisse über das Systemverhalten sowie deren Transfer in Auslegungshilfsmittel und -richtlinien für Konstrukteure als Anwender.

Zur Erreichung dieser Globalziele wurde orientiert an [TLD09] die in Abb. 6 dargestellte Auslegungsstrategie für Druckkämme festgelegt, in die sich auch die Inhalte dieser Arbeit eingliedern.

Als erste Stufe sieht das Konzept eine zuverlässige Auslegung der Welle-Nabe-Verbindung von Druckkammlagern vor. Im Rahmen des DFG-Forschungsprojektes Di 289/24-1 erfolgte die Untersuchung verschiedener Einflussparameter auf das Klaffverhalten von mittels Querpressverbänden ge-

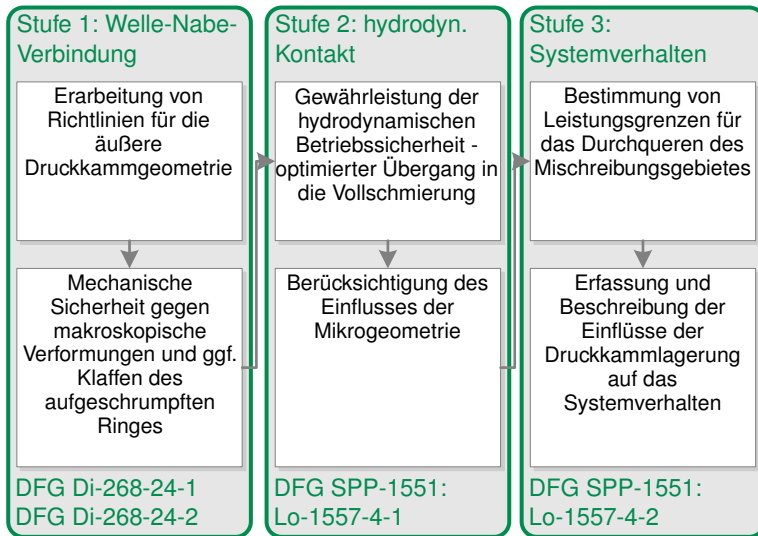


Abb. 6.: Auslegungsstrategie für Druckkammlager: Zuordnung der Inhalte unterschiedlicher Forschungsprojekte in die Strategiestufen

fügten Kreisringscheiben unter exzentrischer Axialkraftbeanspruchung. Die empirische Auswertung rechnerischer und experimenteller Ergebnisse gestattet gemäß [DM03] die überschlägige Abschätzung der von einem Druckkamm ertragbaren Klaffkraft F_k mittels folgendem Zusammenhang:

$$F_k = F_{R,QP} \cdot k_R \cdot k_\xi \cdot k_P \quad (1.3)$$

Hierbei stellt $F_{R,QP}$ die vom Schrumpverband bei zentrischem Kraftangriff übertragbare Axiallast dar (Rutschkraft) - die Abminderungsfaktoren beschreiben den Einfluss des Durchmesserhältnisses der Nabe k_R , des durchmesserbezogenen Übermaßes k_ξ und der relativen Lastangriffshöhe k_P .

Der Fokus der zweiten Konzeptstufe liegt auf dem hydrodynamischen Wälzkontakt im Druckkammlager. Durch ein möglichst genaues Verständnis der Kontaktmechanismen soll eine angepasste Auslegung der Kontaktflächen ermöglicht werden, die bei geringen Reibungsverlusten ein sicheres Bestehen aller im Lebenszyklus des Lagers zu erwartenden Beanspruchungen gestattet. In dieser Stufe sind Teile der hier präsentierten Arbeit einzuordnen. Die ihr

zugrunde gelegten Hauptziele sind in den folgenden Unterpunkten (1.3.1 und 1.3.2) dargestellt.

Die abschließende Strategiestufe sieht eine Betrachtung des Gesamtsystemverhaltens vor. Hierzu gehört vor allem die Analyse des Einflusses des Druckkamm auf die Getriebeverluste und damit auf die Systemeffizienz (siehe 1.3.3). Darüber hinaus muss das Lagerungssystem die innerhalb seines gesamten Lebenszyklus zu erwartenden Betriebsphasen mit unvermeidbarer Mischreibung sicher überstehen können. Deshalb werden im zweiten Teil des DFG-Forschungsprojektes Lo 1554/2 einerseits Anstrengungen unternommen, die Systemauswirkungen eines Druckkammaglers validiert berechenbar zu machen und andererseits anhand der Durchführung von experimentellen Untersuchungen zum Verhalten von Druckkammaglern unter Mischreibungsbedingung Leistungsgrenzen zu erfassen [LH17]. Maschinendynamisch stellt der Druckkammkontakt ein zusätzliches Dämpfungselement im Antriebsstrang dar. Die Entwicklung eines Mehrkörpermodells für druckkammgelagerte Getriebe zur Abbildung derartiger Effekte und experimentelle Systemuntersuchungen zu dessen Validierung sollen zukünftig weitere Erkenntnisse liefern.

1.3.1. Reduktion der Übergangsgeschwindigkeit

Bisherige Erfahrungen zeigen, dass ein dauerhaft zuverlässiger Einsatz von Druckkammaglern im Bereich der Vollschrrierung erfolgen sollte. Nur dort ist ein nahezu verschleißfreier Betrieb bei verhältnismäßig geringen Reibungsverlusten möglich. Da der Druckkammkontakt den hydrodynamischen Lagern zuzuordnen ist, bei denen sich der tragende Schmierfilm als Folge einer Kontaktflächenbewegung ergibt, müssen zwangsweise während des Anfahrens oder des Abbremsens zum Stillstand Betriebszustände durchlaufen werden, in denen Mischreibung auftritt. Um diese schwerwiegenden Belastungsanteile innerhalb eines angestrebten Lebenszyklus zu reduzieren, wird eine Absenkung derjenigen Rotationsgeschwindigkeit angestrebt, bei der das Lager für einen spezifischen Lastfall vom Mischreibungsgebiet in die Vollschrrierung wechselt.

Abb. 7 illustriert diese Zielsetzung durch den schematischen Vergleich zweier „STRIBECK-Kurven“. Die angestrebte Beeinflussung des Reibungsverhaltens entspricht einer Verschiebung der Ursprungskurve (grau) in Richtung

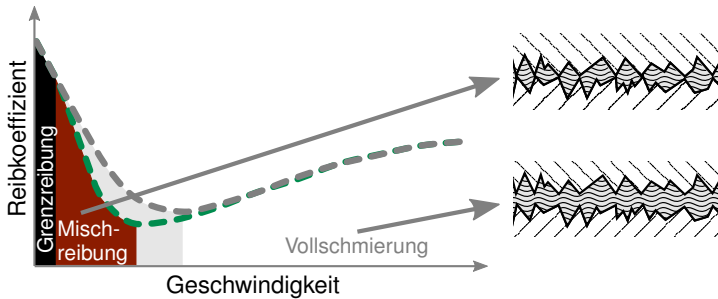


Abb. 7.: Angestrebte Reduktion der Übergangsgeschwindigkeit: Das kritische Mischreibungsgebiet soll durch eine Senkung der Übergangsgeschwindigkeit reduziert werden.

niedrigeren Geschwindigkeiten (grün), wodurch ein Teil des Mischreibungsgebietes „entschärft“ (hellgrau) und der verbleibende, kritische Bereich (rot) reduziert wird.

1.3.2. Abbildung des Reibungsverhaltens

Mit bisher bekannten Berechnungsansätzen [KM01, Mär09, Bar93] erfolgt eine Reibungsbetrachtung lediglich für den hydrodynamischen Bereich. Grundlage hierfür bildet der NEWTON'sche Schubspannungsansatz, bei dem die viskose Scherung zwischen den Fluidmolekülen als Reibungsursache herangezogen wird. Gemäß dieses Ansatzes verhält sich die zu erwartenden Reibkraft für ein Flächenelement (viskose Schubspannung τ_{visk}) proportional zur Scherrate $\dot{\gamma}$, wobei die dynamische Viskosität η als Proportionalitätskonstante Verwendung findet:

$$\tau_{visk} = \eta \cdot \dot{\gamma} \quad (1.4)$$

Mit dem zunehmenden Auftreten von Festkörperberührungen verlieren diese Ansätze jedoch ihre Aussagekraft, da die wachsende Dominanz des Festkörperreibanteils nicht abgebildet werden kann. Vor dem Ziel einer Übertragung der Druckkammtechnik in neue Anwendungsgebiete (mit tendenziell geringeren Drehzahlen) ergibt sich die Notwendigkeit, auch den Einfluss von Festkörperkontakten auf das Reibverhalten abbilden zu können, um qualifi-

zierte Aussagen hinsichtlich der zu erwartenden Einsatztauglichkeit zu ermöglichen.

1.3.3. Steigerung der Getriebeeffizienz

Eine Kernmotivation für die Anwendung von Druckkammlagern ist die Verringerung von Reibungsverlusten für das Gesamtsystem Getriebe. Während sie im Einsatzfeld der Turboverdichtergetriebe ihr Energiesparpotential durch die Übertragung des Verdichterschubes von der Ritzel- auf die Radwelle und damit verbundene „schwimmende“ Gehäuselagerung der Ritzelwelle voll entfalten können, gilt es, im Rahmen dieser Arbeit auch einen Nachweis für eine Effizienzsteigerung durch Druckkämme in wälzgelagerten Getrieben zu erbringen.

2. Hydrodynamische Schmierfilmsimulation

Um den Schmierfilmaufbau in einem Druckkammerlager simulativ untersuchen und beschreiben zu können, wurde ein Rechenmodell erstellt. In diesem Kapitel sollen zunächst die physikalischen Grundlagen und das prinzipielle Berechnungsvorgehen dargelegt werden, bevor einige der mit dem Modell gewonnenen Berechnungsergebnisse gezeigt werden. Hierbei sind die Ausführungen weitgehend allgemein gehalten, sodass sie nicht speziell an ein Rechenwerkzeug gebunden sind und theoretisch vom Leser auch mittels „Papier und Bleistift“ nachvollzogen werden können.

2.1. REYNOLDS'sche-Differentialgleichungen

Die Beschreibung des Zusammenhanges von Spaltweite h und Druck p in einem hydrodynamischen Schmierfilm kann mit Hilfe der REYNOLDS-Differentialgleichungen erfolgen. Diese sind vereinfachte NAVIER-STOKES-Gleichungen, für die DOWSON folgende verallgemeinerte Form angibt [Dow62, Gl. (7)]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left[(F_2 + G_1) \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[(F_2 + G_1) \frac{\partial p}{\partial y} \right] = & \quad (2.1) \\ h \left[\frac{\partial(\rho U)_2}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V)_2}{\partial y} \right] - \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{(U_2 - U_1)(F_3 + G_2)}{F_0} + U_1 G_3 \right] - \\ - \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{(V_2 - V_1)(F_3 + G_2)}{F_0} + V_1 G_3 \right] + \int_0^h \frac{\partial \rho}{\partial t} dz + (\rho W)_2 - (\rho W)_1 \end{aligned}$$

wobei für die Hilfsfunktionen F_0 bis F_3 und G_1 bis G_3 gilt:

$$\begin{aligned}
 F_0 &= \int_0^h \frac{dz}{\eta} & G_1 &= \int_0^h \left[z \frac{\partial \rho}{\partial z} \left(\int_0^z \frac{z}{\eta} dz - \bar{z} \int_0^z \frac{dz}{\eta} \right) \right] dz \\
 F_1 &= \int_0^h \frac{z dz}{\eta} = \bar{z} F_0 & G_2 &= \int_0^h \left[z \frac{\partial \rho}{\partial z} \int_0^z \frac{dz}{\eta} \right] dz \\
 F_2 &= \int_0^h \frac{\rho z}{\eta} (z - \bar{z}) dz & G_3 &= \int_0^h z \frac{\partial \rho}{\partial z} dz \\
 F_3 &= \int_0^h \frac{\rho z}{\eta} dz
 \end{aligned}$$

Die Indizes $_1$ und $_2$ bezeichnen hier die Schmierspaltländer, also die Oberflächen der Kontaktkörper. Für die mittlere z -Koordinate gilt: $\bar{z} = h/2$. Der Gleichung (2.1) liegen folgende Annahmen zugrunde:

1. Die Krümmungsradien der Kontaktflächen sind groß gegenüber der Spaltweite.
2. Der Schmierstoff ist ein NEWTON'sches Fluid.
3. Trägheits- und Massenkräfte sind klein gegenüber Druck- und Reibungskräften.
4. Aufgrund der Filmgeometrie sind die Ableitungen von u und v nach z groß im Vergleich zu allen anderen Geschwindigkeitsgradienten.
5. Es besteht kein Schlupf zwischen dem Fluid und den Kontaktflächen.

Für Berechnungen an Druckkammagern legt [Bar93, App. A] die im Folgenden angewandten Annahmen zur Vereinfachung der allgemeinen REYNOLDS-Differentialgleichungen nahe.

Zunächst gelte die Annahme, dass die Dichte und die Viskosität konstant über der Spalthöhe seien ($\frac{\partial \rho}{\partial z} = \frac{\partial \eta}{\partial z} = 0$). Hierdurch werden alle G_x -Terme zu Null. Zudem gelte ein statischer Betriebszustand, wodurch alle Zeitableitungen ebenfalls den Wert Null annehmen. Für die F_x -Terme gilt somit:

$$F_0 = \frac{h}{\eta} \quad F_1 = \frac{h^2}{2\eta} \quad F_2 = \frac{\rho h^3}{12\eta} \quad F_3 = \frac{\rho h^2}{2\eta}$$

Eingesetzt in (2.1) ergibt sich:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right] = \\ h \left[\frac{\partial(\rho U_2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_2)}{\partial y} \right] - \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho h \frac{U_2 - U_1}{2} \right] - \frac{\partial}{\partial y} \left[\rho h \frac{V_2 - V_1}{2} \right] + \\ \rho(W_2 - W_1) \end{aligned} \quad (2.2)$$

In einem statischen Betriebszustand kommt es zu keiner generellen Annäherung der Kontaktpartner (kein Quetschen). Für einen Punkt auf den Kontaktflächen ergibt sich beim Durchlauf des Schmierpaltes dennoch eine zeitliche Änderung seiner z -Position, woraus sich die entsprechenden Geschwindigkeitskomponenten W_1 bzw. W_2 der Oberflächen ergeben. Die Spaltweite h beschreibt den Unterschied zwischen den z -Positionen der beiden Kontaktflächen - wird die untere Kontaktfläche als Referenz für die Spalthöhenbeschreibung gewählt, so folgt daraus:

$$z|_1 = 0 \Rightarrow W_1 = \left. \frac{\partial z}{\partial t} \right|_1 = 0 \Rightarrow \frac{\partial h}{\partial t} = \left. \frac{\partial z}{\partial t} \right|_2 = W_2 \quad (2.3)$$

Die Spaltweitenänderung lässt sich auch über ihre Richtungsgradienten und die Positionsänderung (x -, y -Koordinate) des betrachteten Punktes auf der Oberfläche 2 ausdrücken:

$$\frac{\partial h}{\partial t} = \left. \frac{\partial h}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial t} \right|_2 + \left. \frac{\partial h}{\partial y} \frac{\partial y}{\partial t} \right|_2 \quad (2.4)$$

Die genannten Positionsänderungen entsprechen für $\partial t \rightarrow 0$ den Oberflächengeschwindigkeitskomponenten U_2 und V_2 , weshalb aus der Kombination von Gl. (2.3) und Gl. (2.4) folgt:

$$\left. \begin{aligned} W_1 &= 0 \\ W_2 &= \frac{\partial h}{\partial x} U_2 + \frac{\partial h}{\partial y} V_2 \end{aligned} \right\} \quad (2.5)$$

Wird Gl. (2.5) in Gl. (2.2) eingesetzt, ergibt sich:

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right] = \\
& h \left[\frac{\partial(\rho U_2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_2)}{\partial y} \right] - \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho h \frac{U_2 - U_1}{2} \right] - \frac{\partial}{\partial y} \left[\rho h \frac{V_2 - V_1}{2} \right] + \\
& \rho \left(\frac{\partial h}{\partial x} U_2 + \frac{\partial h}{\partial y} V_2 \right)
\end{aligned} \tag{2.6}$$

Unter Anwendung der LEIBNIZ-Regel ergeben sich die folgenden Umformungen:

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right] \\
& = \frac{\partial}{\partial x} (\rho h U_2) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho h V_2) - \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho h \frac{U_2 - U_1}{2} \right] - \frac{\partial}{\partial y} \left[\rho h \frac{V_2 - V_1}{2} \right] \\
& = 0,5 \left[\frac{\partial}{\partial x} (\rho h U_2) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho h U_1) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho h V_2) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho h V_1) \right] \\
& = \frac{\partial}{\partial x} \left(\rho h \frac{U_1 + U_2}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho h \frac{V_1 + V_2}{2} \right)
\end{aligned} \tag{2.7}$$

Einsetzen der mittleren Fluidgeschwindigkeiten $u = 0,5 \cdot (U_1 + U_2)$ und $v = 0,5 \cdot (V_1 + V_2)$ ergibt schließlich eine vereinfachte der Form REYNOLDS-Differentialgleichungen (siehe auch [Bar93, Gl.(2.43)]), die als Ausgangsgleichung für die Modellbildung verwendet wird:

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right]}_{\text{POISEUILLE- bzw. Drucktherm}} = \underbrace{12 \cdot \left(\frac{\partial}{\partial x} (\rho h u) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho h v) \right)}_{\text{COUETTE- bzw. Keil- und Geschwindigkeitstherm}} \tag{2.8}$$

Hierin sind sowohl die dynamische Viskosität η , die Dichte des Fluids ρ und über eine mögliche elastische Deformation der Laufflächen auch die Spaltweite h als druckabhängige Größen anzusehen. Die Ausrichtung der x - und y -Koordinaten entspricht dem in Abb. 3 dargestellten Kontaktkoordinatensystem.

2.2. Struktureller Aufbau des Rechenmodells

Die während der Arbeit entstandene Vorgehensweise zur Berechnung von Druckkammkontakten ist generalisiert in Abb. 8 zusammengefasst.

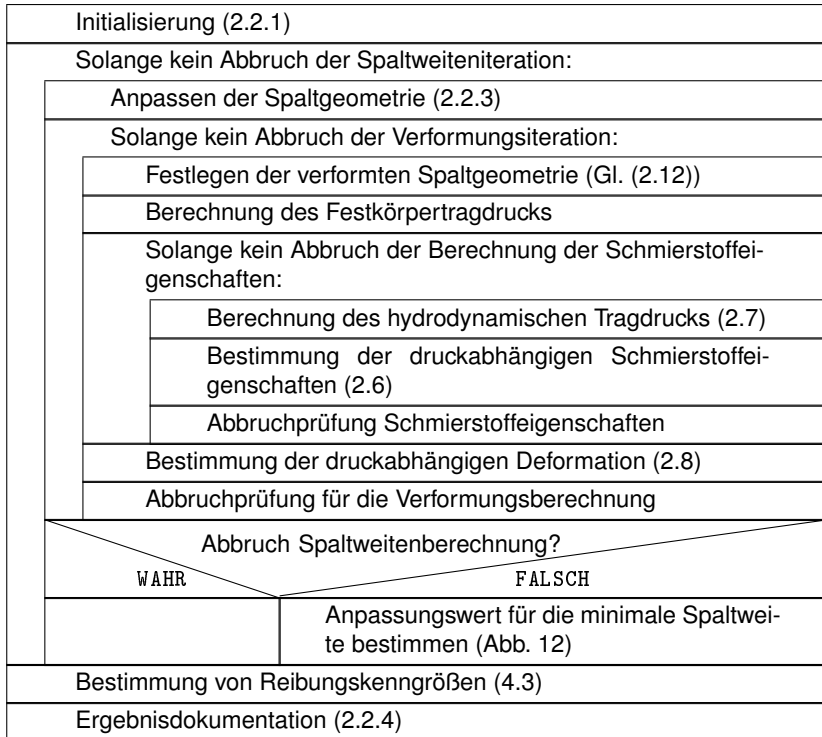


Abb. 8.: Prinzipieller Berechnungsablauf: Zusammenfassung der wesentlichen Berechnungsschritte zur Abbildung des Schmierfilmaufbaus in Druckkammagern

Nach einer Initialisierung, während der durch den Anwender definierte Vorgabewerte erfasst und Anfangswerte bestimmt werden, erfolgt die eigentliche Kontaktberechnung innerhalb dreier geschachtelter Iterationsschleifen. Nach Abschluss der Berechnungsiterationen werden die sich für die errechnete Schmierungssituation ergebende Reibungskenngrößen bestimmt, bevor die

Rechenroutine mit der Ergebnisdokumentation abschließt. Der grobe Überblick aus Abb. 8 dient auch der strukturellen Einordnung der folgenden Abschnitte.

Der Prozessschritt „Berechnung des Festkörpertragdrucks“ sowie die in der „Bestimmung von Reibungskenngrößen“ enthaltene Berücksichtigung von Mischreibungseffekten sind eigentlich kein Bestandteil einer rein hydrodynamischen Schmierfilmsimulation, die das Thema dieses Kapitels ist. Sie sind an dieser Stelle dennoch aufgeführt, da sie hier im Verlauf der Arbeiten in den Berechnungsablauf eingefügt wurden. Zur Laufzeit des Berechnungsprogramms handelt es sich dabei lediglich um ein Auswerten vorgefertigter Kennlinien. Die Erstellung und die hierfür erforderliche Modellbildung zur Darstellung von Festkörperberührungen im Mischreibungsbetrieb sind Thema des Kapitels 4 und werden dort ausführlicher vorgestellt.

2.2.1. Initialisierung

Die Initialisierung dient der Vorbereitung und Anpassung des Berechnungsablaufes an die konkrete Berechnungsaufgabe. In Abb. 9 sind die wesentlichen Teilschritte der Initialisierung dargestellt.

Einlesen und Vervollständigen von Nutzervorgaben
Bestimmung von Vergleichswerten nach HERTZ (2.4)
Abbildung der Kontaktgeometrie (2.3 und 2.5)
Berechnung von Anfangswerten und fixen Größen

Abb. 9.: Initialisierung des Berechnungsablaufes: Darstellung der wesentlichen Teilschritte

Der erste Initialisierungsschritt ist die Erfassung der vom Anwender vorgegebenen Eingangswerte für die konkrete Berechnungsaufgabe. Diese Eingaben werden in folgenden, thematisch getrennten Datenstrukturen erfasst:

Geometriedaten: Laufbahnneigungswinkel, Parameter zur Beschreibung der Laufbahnen, Achsabstand und Übersetzung des Getriebes

Belastungsdaten: Druckkamm Drehzahl, Axiallast und Umgebungsdruck

Schmierstoffparameter: Viskositätsklasse, Temperatur, Kennwerte zur Abbildung von Viskosität und Dichte in Abhängigkeit von Druck und Temperatur, optional eine maximale Schmierfilmdicke im Einlassbereich

Werkstoffdaten: Elastizitätsmoduli und Querkontraktionszahlen der Kontaktpartner

Parameter zur Berechnungssteuerung: Anfangsspaltweite, Maschenweite der Berechnungsgitter, Steuerparameter für den Abbruch der Iterations Schleifen, Dämpfungsparameter, Schaltvariable für die Berechnung mit Mischreibungskontakten

Mischreibungskennwerte: (optional - für rein hydrodynamische Berechnung nicht erforderlich) statistische Oberflächenkennwerte, Kennlinien für Kontaktzustand, flächenspezifische Tragkraft, Festkörperkontaktfläche und Reibungswirkung in Abhängigkeit vom Profilmittenabstand technisch rauher Oberflächen

Unvollständige Vorgaben werden, soweit möglich, durch Standardwerte ergänzt. Die Eingabe kann in der programmierten Umsetzung entweder über strukturierte Text-Dateien für eine Einzelrechnung oder für Parametervariationsrechnungen als Excel-Datei erfolgen. Als Vergleichswerte zu den mittels der Schmierfilmberechnung ermittelten Ergebnissen werden in einer Unteroutine die HERTZ'schen Pressungen für einen Ersatzkontakt bestimmt - eine Beschreibung des Vorgehens findet sich in Abschnitt 2.4.

Die Bestimmung der Form der Kontaktflächen erfolgt zunächst in einem an das Getriebe angepassten Koordinatensystem anhand der eingegebenen Vorgabeparameter (siehe Abschnitt. 2.3). Nach einer Übertragung in das Kontaktkoordinatensystem erfolgt die Berechnung der unverformten Spaltgeometrie und der Fluidgeschwindigkeiten. Eine genauere Beschreibung des hierfür angewandten Vorgehens findet sich in Abschnitt 2.5.

Da die iterative Bestimmung der minimalen Spaltweite sehr rechenaufwändig ist, wird die Berechnung „unveränderlicher“ Größen der Iteration vorgelegt und bereits während der Initialisierung ausgeführt. So erfordert das implementierte Modell für die elastische Laufflächendeformation beispielsweise eine Matrix, welche die inversen Abstände aller Gitterpunkte zu jedem Gitterpunkt enthält, diese ändert ihre Werte im Verlauf der Iterationsrechnung nicht.

Als Anfangswerte werden die der äußeren Iterationsschleife zu übergebenden Verteilungen von hydrodynamischem und Festkörpertragdruck, Deformation und Schmierstoffeigenschaften definiert. Hierzu wird die hydrodynamische Druckverteilung durchgängig auf den Umgebungsdruck gesetzt, für den Festkörpertragdruck wird der Wert Null vorgegeben. Da das implementierte Modell während der Iteration isotherm rechnet, kann der Einfluss der Temperatur auf Viskosität und Dichte des Schmierstoffs bereits während der Initialisierung auf Basis des Eingabewertes erfolgen. Die Anfangsdruckverteilung dient als Grundlage für die Berechnung der Eingangsverteilungen der druckabhängigen Deformation, Viskosität und Dichte. Die den Schmierstoffeigenschaften zugrunde liegenden Modelle sind in Abschnitt 2.6 aufgeführt, eine Beschreibung des für die Deformationsberechnung angewandten Modells findet sich in Abschnitt 2.8. Aus der Überlagerung des Vorgabewerts für die Anfangsspaltweite, der Eingangsverteilung der Deformation und der unverformten Spaltgeometrie lässt sich die Schmierspaltgeometrie für den ersten Berechnungsschritt bestimmen.

2.2.2. Mehrfachiteration und Abbruchprüfung

Ziel der Berechnung ist es, die sich für ein durch die Geometrievorgaben spezifiziertes Druckkamlager unter der vorgegebenen Lastsituation einstellende Druckverteilung und die daraus resultierende (minimale) Schmierspaltweite sowie das Reibverhalten zu bestimmen. Hierfür ist unter anderem die Lösung der REYNOLDS-Differentialgleichungen erforderlich, um den hydrodynamischen Schmierfilmaufbau zu beschreiben. Da bei diesen, wie aus Gl. (2.8) ersichtlich, die Druckverteilung p eine Funktion der Verteilungen von Dichte ρ , Viskosität η und elastisch deformierter Spaltweite h ist, welche ihrerseits von der Druckverteilung abhängig sind, findet für die numerische Lösung der Gleichung das in Abb. 8 dargestellte Konstrukt dreier, geschachtelter Iterationsschleifen Anwendung.

Die innere Schleife dient der Bestimmung der hydrodynamischen Druckverteilung sowie den sich daraus ergebenden Verteilungen druckabhängiger Schmierstoffeigenschaften. Die mittlere Schleife bestimmt anhand der Druckverteilung (im Mischreibungsfall einer Überlagerung von hydrodynamischem und Festkörpertragdruck) die elastische Deformation der Laufflächen und da-

mit die verformte Spaltgeometrie für die vorgegebene minimale Spaltweite h_{\min} . In der äußeren Schleife erfolgt die Anpassung der minimalen Schmier-spaltweite, um einen Abgleich zwischen der sich aus der errechneten Druckverteilung ergebenden Tragkraft und der als Belastungsparameter vorgegebenen Axiallast zu erreichen.

Alle drei Schleifen werden jeweils solange durchlaufen, bis ein Prüfwert, der die Änderung der Zielgröße beschreibt, einen Grenzwert unterschreitet oder eine der jeweiligen Sonderabbruchbedingungen erfüllt ist. Ein „regulärer“ Abbruch des Schleifendurchlaufs erfordert zudem, dass alle inneren Schleifen (sofern vorhanden) ebenfalls „regulär“ beendet wurden, und eine gegebenenfalls in den Parametern zur Berechnungssteuerung festgelegte Anzahl von Minstdurchläufen erfüllt wurde. Abb. 10 stellt die für alle drei Schleifen verallgemeinerten Abbruchbedingungen dar.

Prüfwert kleiner als Fehlerschranke?			
WAHR		FALSCH	
Innere Schleifen endeten „regulär“?		Prüfe Sonderabbruchbedingungen	
WAHR		FALSCH	
Mindestschleifendurchläufe absolviert?		Prüfe Sonderabbruchbedingungen	
WAHR	FALSCH		
„regulärer“ Abbruch	Berechnung fortsetzen!		

Abb. 10.: Prüfung von Schleifenabbrüchen: Für die drei Iterationsschleifen der Schmierfilmberechnung gilt dieses prinzipielle Schema für die Überprüfung der Abbruchbedingungen

In der inneren Schleife werden nach der Berechnung des hydrodynamischen Tragdruckes neue Verteilungen der druckabhängigen Schmierstoffeigenschaften bestimmt. Beim nächsten Durchlauf fließen diese in die Berechnung des hydrodynamischen Tragdruckes ein, mit dem dann wiederum neue druckabhängige Schmierstoffeigenschaften bestimmt werden. Als Prüfwert für die Beendigung dieser Iteration wird die maximale relative Veränderung der Viskositätsverteilung innerhalb eines Schleifendurchlaufes herange-

zogen, unterschreitet diese die Fehlerschranke ε_η , können weitere Bedingungen für einen „regulären“ Abbruch geprüft werden.

$$\max \left(\frac{|\eta_{\text{neu}} - \eta_{\text{alt}}|}{\eta_{\text{neu}}} \right) < \varepsilon_\eta \quad (2.9)$$

Ist die Konvergenzbedingung (2.9) erfüllt, wird geprüft, ob die vom Anwender vorgegebene Anzahl von Mindestschleifendurchläufen absolviert wurde. Ist dies der Fall, wird die Iteration „regulär“ beendet, was bedeutet, dass die innerhalb der Schleife errechneten Verteilungen von hydrodynamischem Druck und druckabhängigen Schmierstoffeigenschaften für weitere Berechnungen außerhalb der Schleife verwendet werden.

Ist die Konvergenzbedingung (2.9) nicht erfüllt, kommt es zur Prüfung der „Sonderabbruchbedingungen“. Für die Berechnung der Schmierstoffeigenschaften sind optional zwei Sonderabbruchbedingungen vorgesehen, die vom Anwender durch die Vorgabe entsprechender Steuervariablen während der Initialisierung konfiguriert werden können. Die eine Bedingung begrenzt die Anzahl der Durchläufe, bis die Berechnung der Schmierstoffeigenschaften für eine Berechnung der druckabhängigen Deformation unterbrochen wird. Ziel dieser Unterbrechung ist es, die sich aus der Änderung der hydrodynamischen Druckverteilung ergebene Deformationsänderungen frühzeitig abzubilden, um ein mögliches Schwingen der beiden Schleifen abzumildern. Die zweite Bedingung bietet die Möglichkeit, durch die Festlegung eines Grenzdruckes Schleifendurchläufe abubrechen, wenn dieser überschritten wird. In diesem Fall werden die Verteilungen der Schmierstoffeigenschaften aus dem vorangegangenen Schleifendurchlauf (bzw. die Initialisierungswerte) für die Berechnung der Deformationsverteilung in der mittleren Schleife und die anschließende Initialisierung der inneren Schleife verwendet.

Während der Konvergenzprüfung der mittleren Schleife wird die relative Änderung der druckabhängigen Deformation mit einer Fehlerschranke ε_δ verglichen.

$$\max \left(\frac{|\delta_{\text{neu}} - \delta_{\text{alt}}|}{\delta_{\text{neu}}} \right) < \varepsilon_\delta \quad (2.10)$$

Für eine „reguläre“ Beendigung der mittleren Schleife muss neben der Konvergenzbedingung aus Gl. (2.10) auch die innere Schleife „regulär“ beendet und die durch den Anwender vorgegebene Mindestanzahl an Durchläufen absolviert worden sein. Für einen Sonderabbruch der mittleren Schleife kann eine maximale Anzahl an Durchläufen definiert werden. Nur nach einer „regulären“ Beendigung der mittleren Schleife werden die in dieser bestimmten Werte für weitere Berechnungen herangezogen.

Die äußere Schleife dient der Bestimmung der minimalen Spaltweite in der vorgegebenen Betriebssituation des Druckkammlagers. Ein „regulärer“ Abbruch erfolgt, wenn die relative Abweichung der sich aus der errechneten Druckverteilung ergebenden Tragkraft F_T von der geforderten Tragkraft $F_{T,\text{soll}}$ kleiner ist als die vom Anwender festgelegte Fehlerschranke ε_F .

$$\frac{|F_T - F_{T,\text{soll}}|}{F_{T,\text{soll}}} < \varepsilon_F \quad (2.11)$$

Auch für die äußere Schleife ist das „reguläre“ Beenden der inneren Schleifen eine Voraussetzung für eine „reguläre“ Beendigung, eine Mindestanzahl an Schleifendurchläufen gibt es allerdings für diese Schleife nicht.

Zu einem Sonderabbruch kommt es, wenn eine Vergrößerung der Spaltweite zu einer Vergrößerung der Tragkraft führt - in diesem Fall wäre das hinterlegte Berechnungsmodell instabil, es könnte keine adäquate Spaltweitenanpassung für den nächsten Schleifendurchlauf vorgenommen werden.

Je kleiner die Spaltweite ist, desto stärker wirkt sich eine Spaltweitenänderung auf die Tragkraft des Lagers aus. Der ansteigende Tragkraft-Spaltweiten-Gradient kann dazu führen, dass bei relativ hohen Belastungen sehr viele kleine aber rechenzeitintensive Spaltweitenänderungen vorgenommen werden müssen, deren Einfluss auf die minimale Spaltweite keine technische Relevanz mehr besitzt. Als zweite Sonderabbruchbedingung für die äußere Berechnungsschleife kann vom Anwender daher eine Mindestspaltweitenänderung vorgegeben werden, um die Berechnung in solchen Fällen abbrechen zu lassen.

2.2.3. Festlegung der minimalen Spaltweite - Anpassen der Spaltgeometrie

Die innerhalb eines Iterationsdurchlaufes verwendete Spaltweitenverteilung h ergibt sich als Summe der minimalen Schmier-spaltweite h_{\min} und der auf den Minimalwert Null verschobenen Überlagerung von nicht deformierter Kontaktgeometrie z_a und aktueller Deformationsverteilung δ_z .

$$h = h_{\min} + z_a + \delta_z - \min(z_a + \delta_z) \quad (2.12)$$

Wird die Konvergenzbedingung aus Gl. (2.11) erfüllt, so stellt der aktuelle Wert von h_{\min} die für den Lastfall gesuchte minimale Schmierfilmdicke des Lagers dar, andernfalls muss nach einer Anpassung eine erneute Tragkraftbestimmung erfolgen. Die für diese Anpassung angewandte Suchstrategie ist in Abb. 11 veranschaulicht.

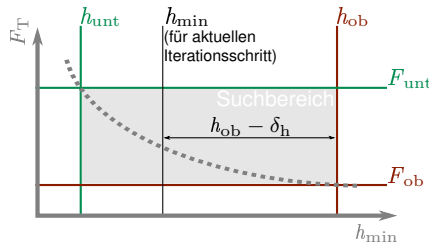


Abb. 11.: Suchstrategie für Spaltweitenanpassung: Der Suchbereich wird durch die Spaltweitenobergrenze h_{ob} und die -untergrenze h_{unt} umschlossen, wobei für die zugeordneten Kräfte gelten soll: $F_{ob} < F_{T,soll} < F_{unt}$.

Der Bereich, in dem die minimale Spaltweite gesucht wird, wird durch die Untergrenze h_{unt} und die Obergrenze h_{ob} eingeschlossen, denen die Kraftgrenzen F_{unt} und F_{ob} zugeordnet werden. Vor dem ersten Schleifendurchlauf wird die Spaltweitenuntergrenze auf den Wert Null gesetzt, die zugeordnete Kraft erhält einen Wert deutlich oberhalb der im Lastfall gesuchten Tragkraft $F_{T,soll}$ - der Startwert für die Spaltweitenobergrenze wird so groß gewählt, dass

er deutlich über typischen Schmierfilmdicken liegt, die zugehörige Kraft erhält den Wert Null⁴.

Gemäß dem Berechnungsablauf aus Abb. 8 muss, nachdem die innere und die mittlere Iterationsschleife durchlaufen wurden, ein Anpassungswert für die minimale Spaltweite δ_h festgelegt werden, falls keine der Abbruchbedingungen für die Spaltweitenberechnung erfüllt ist. Im nächsten Schleifendurchlauf ergibt sich die minimale Spaltweite, indem der Anpassungswert von der Spaltweitengrenze abgezogen wird - der Anpassungswert stellt somit die Spaltweitenänderung gegenüber dem letzten gültigen Berechnungsschritt, bei dem eine Tragkraft unterhalb der gewünschten Lagerbelastung bestimmt wurde, dar.

$$h_{\min} = h_{\text{ob}} - \delta_h \quad (2.13)$$

Abb. 12 zeigt den schematisierten Ablauf zur Bestimmung dieser Spaltweitenänderung und der Suchbereichsgrenzen. Konnte für die aktuelle minimale Spaltweite kein „regulärer“ Abschluss der Deformationsschleife erreicht werden, so ist davon auszugehen, dass die Spaltweitenänderung gegenüber dem letzten gültigen Berechnungspunkt unterhalb der gesuchten Axiallast zu groß war. Die Spaltweitenänderung wird reduziert, um beim nächsten Berechnungsversuch mit größerer minimaler Spaltweite ein besseres Konvergenzverhalten zu erhalten.

Wurde hingegen ein „regulärer“ Abschluss der Deformationsschleife erreicht, muss das Berechnungsergebnis anhand der sich ergebenden Tragkraft in den Suchbereich eingeordnet werden. Grundsätzlich wird der Suchbereich durch eine entsprechende Anpassung von Spaltweitenobergrenze und -untergrenze schrittweise eingeengt, wobei als Grundannahme des Modells davon ausgegangen wird, dass die Tragkraft des Schmierfilms mit abnehmender Spaltweite ansteigt.

Zunächst wird geprüft, ob die erreichte Tragkraft kleiner ist als die der Spaltweitenobergrenze zugeordnete Kraft. In der Regel sollte dieser Fall nicht eintreten, da sich die errechnete Kraft dann unterhalb des angenommenen Suchbereichs befände. Bei ungünstig vorgegebenen Fehlerschranken und

⁴Während der Berechnungen dieser Arbeit haben sich folgende Anfangswerte bewährt:

$h_{\text{unt}} = 0 \mu\text{m}$; $F_{\text{unt}} = 4 \cdot F_{\text{T, soll}}$; $h_{\text{ob}} = 200 \mu\text{m}$; $F_{\text{ob}} = 0 \text{ N}$

WAHR				Deformationsschleife „regulär“ beendet?		FALSCH
Tragkraft kleiner als Kraft der Obergrenze: $F_T < F_{ob}$?				FALSCH		reduzieren: $\delta_h = 0,6 \cdot \delta_h$
WAHR						
Bedingte Reduktion der Spaltweitenuntergrenze						
Tragkraft größer als Kraft der Untergrenze: $F_T > F_{unt}$?				FALSCH		
WAHR						
Untergrenze noch Startwert?				FALSCH		
WAHR	% Erste Überschreitung Untergrenze anpassen: $h_{unt} = h_{min}$ $F_{unt} = F_T$	FALSCH	% Kraft zwischen Grenzwerten: $F_{unt} > F_T > F_{ob}$			
			Tragkraft größer Sollwert?			
			WAHR	FALSCH		
			Obergrenze anpassen: $h_{ob} = h_{min}$ $F_{ob} = F_T$		Untergrenze anpassen: $h_{unt} = h_{min}$ $F_{unt} = F_T$	
			Startwerte übernehmen			
			Erster Durchlauf ODER Untergrenze nicht mehr Startwert?			
WAHR				FALSCH		
δ_h aus linearer Interpolation			$h_{ob} - \delta_h \leq h_{unt}$			
			Unterschreitung verhindern: $\delta_h = 0,9 \cdot \delta_h$			
			$h_{ob} - \delta_h < 0,2 \cdot h_{ob}$			
			zu schnelles Absinken verhindern: $\delta_h = 0,8 \cdot \delta_h$			
WAHR				FALSCH		
„Sonderabbruch“				Spaltweite für nächsten Durchlauf anpassen: $h_{min} = h_{ob} - \delta_h$		

Abb. 12.: Anpassung der minimalen Spaltweite: Schematischer Ablauf der Bestimmung der Spaltweitenänderung δ_h

Dämpfungswerten ist es allerdings möglich, dass in einem vorangegangenen Iterationsdurchlauf eine zu hohe Tragkraft für die Spaltweitenobergrenze bestimmt wurde. Eine mögliche Ursache hierfür wäre, dass die Spaltweitenänderung im entsprechenden Durchlauf zu einer starken Tragdruckerhöhung geführt hätte, die Deformation aufgrund einer hohen Dämpfung jedoch nur langsam folgen konnte und wegen einer großen Fehlerschranke die Konvergenzbedingung erfüllte, bevor die aus ihrem Anstieg resultierende Druckentlastung ihre volle Wirkung entfalten konnte. Da bei einer solchen Konfiguration der Vorgabewerte nicht auszuschließen ist, dass auch für die der Spaltweitenuntergrenze zugeordnete Kraft ein zu hoher Wert bestimmt wurde (schlimmstenfalls liegt der errechnete Wert für die Spaltweitenuntergrenze über dem eigentlichen Wert aber unter der gesuchten Tragkraft) erfolgt eine Reduktion der Spaltweitenuntergrenze um $90\% \cdot \delta_h$, sofern sich hierdurch kein negativer Wert für die Spaltweitenuntergrenze ergibt.

Eine Überschreitung der der Spaltweitenobergrenze zugeordneten Tragkraft durch die errechnete Tragkraft darf nur erfolgen, wenn es sich bei der Untergränze noch um den während der Schleifeninitialisierung festgelegten Kraftwert handelt. In diesem Fall wird die Untergränze des Suchbereichs durch das aktuelle Berechnungsergebnis überschrieben, wodurch die Breite des Suchbereichs reduziert wird. Handelt es sich hingegen um eine Untergränze, deren Werte bereits in einer vorherigen Iteration bestimmt wurden, ist die Stabilität des Berechnungsmodells nicht mehr gegeben, da eine größere Spaltweite eine größere Tragkraft ergab. Hierdurch ist eine „Sonderabbruchbedingung“ für die Spaltweiteniteration erfüllt (vergleiche Abschnitt 2.2.2) und die Berechnung wird ohne gültiges Ergebnis für den aktuellen Lastfall beendet.

Liegt die errechnete Tragkraft zwischen den Grenzwerten F_{ob} und F_{unt} , also innerhalb des Suchbereiches, wird anhand eines Vergleiches mit der gesuchten Tragkraft entschieden, ob eine Anpassung der Unter- oder der Obergränze vorgenommen wird. Für die anzupassende Gränze werden Spaltweite und Kraft durch die Werte von h_{min} und F_T überschrieben, bei einer Änderung der Spaltweitenobergränze werden zudem die von der Deformationsschleife zurückgegebenen Verteilungen von Druck, Viskosität, Dichte und Deformation als Startwerte für folgende Iterationen übernommen.

Beim ersten Durchlauf der Spaltweitchensleife, oder wenn bereits gültige, berechnete Werte für die Spaltweitenuntergrenze zur Verfügung stehen, erfolgt die Bestimmung der Spaltweitenänderung für den nächsten Berechnungsschritt mittels linearer Interpolation zwischen den Grenzwerten:

$$\delta_h = \frac{F_{T,soll} - F_{ob}}{F_{unt} - F_{ob}} \cdot (h_{ob} - h_{unt}) \quad (2.14)$$

Anderenfalls wird die Spaltweitenänderung des vorherigen Schrittes beibehalten, sofern diese nicht dazu führt, dass die neue minimale Spaltweite weniger als 20 % der Spaltweitenobergrenze ausmacht oder kleiner-gleich der Spaltweitenuntergrenze ist. In diesen Fällen erfolgt eine Verringerung der Spaltweitenänderung, wie in Abb. 12 dargestellt.

Nach der Bestimmung der vorgesehenen Änderung der minimalen Spaltweite für den nächsten Berechnungsschritt wird geprüft, ob diese eine durch den Anwender optional vorgegebene Mindestspaltweitenänderung unterschreitet. Ist dies der Fall, erfolgt ein „Sonderabbruch“ der Spaltweiteniteration gemäß Abschnitt 2.2.2, anderenfalls wird ein weiterer Schleifendurchlauf gestartet. Die minimale Spaltweite für diesen Durchlauf bestimmt sich zu:

$$h_{min} = h_{ob} - \delta_h \quad (2.15)$$

2.2.4. Ergebnisdokumentation

Die Ergebnisdokumentation dient der Aufbereitung und Speicherung des Berechnungsergebnisses. In der für die Berechnungen dieser Arbeit verwendeten Programmversion werden die Verteilungen von Spaltweite und Druckanteilen sowie die Eingangsdaten des Lastfalles in einem MATLAB-spezifischen Datenformat abgelegt. Optional kann eine Ergebniszusammenfassung als Textdatei erstellt werden, welche Kenndaten zu Betriebslast und Lagergeometrie, maximaler Pressung, minimaler Schmierfilmdicke und den Reibanteilen beinhaltet. Bei Berechnungen, die im Rahmen einer Parametervariation erfolgen, werden zudem Werte für die maximale Pressung, die minimale Spaltweite und die Reibleistung in der ParVar-Datei hinterlegt.

2.3. Makrogeometrie der Kontaktpartner

Die Laufbahnen von Druckkamm und Anlaufring werden zu Beginn der Modellbildung als Punktwolken durch Angabe der entsprechenden Koordinaten beschrieben. Das hierfür verwendete kartesische Koordinatensystem hat seinen Ursprung im Schnittpunkt der verlängerten Berührlinie der Kegelflächen mit der Rotationsachse des Druckkamms. Die positive z-Achse deutet entlang der Rotationsachse in Richtung des Druckkamms, während die y-Achse auf die Rotationsachse des Anlaufringes ausgerichtet ist. Dieses Koordinatensystem wird im Folgenden als „Getriebekoordinatensystem“ bezeichnet.

Die den Punktwolken zugrunde liegenden Koordinaten können in der implementierten Programmversion entweder durch Rotation einer zweidimensionalen Profillinie erzeugt oder als dreidimensionaler Datensatz von einer externen Quelle bereitgestellt werden.

2.3.1. Makrogeometrie aus 2D-Profillinie

Für die Erzeugung rotationssymmetrischer Laufbahnen genügt zunächst die Beschreibung einer zweidimensionalen Profillinie, die den Schnitt der Laufbahnfläche mit der y-z-Ebene des Getriebekoordinatensystems darstellt. Die Profillinie beschreibt den funktionellen Zusammenhang des Laufbahnradius $r_{LB}(z)$ in Abhängigkeit von der Höhe (z-Koordinate). Durch Drehung der Profillinie um die jeweilige Rotationsachse (z-Achse für die Druckkammfläche, um a_{achs} in y-Richtung versetzte z-Achse für die Anlaufringgeometrie) ergibt sich die y-Koordinate für jedes x-z-Koordinatenpaar nach folgenden Zusammenhängen:

$$y_{AR}(x, z) = a_{achs} - \sqrt{r_{LB,AR}(z)^2 - x^2} \quad (2.16)$$

$$y_{DK}(x, z) = \sqrt{r_{LB,DK}(z)^2 - x^2} \quad (2.17)$$

Durch eine Umkehrung des Vorzeichens für Gl. 2.16 und eine entsprechende Anpassung der Profillinie ist es auch möglich, konkave Druckkammkontakte, wie sie beispielsweise bei der Lagerung eines Planetenrades in ei-

nem Hohlrad entstehen, abzubilden. Um die in Abschnitt 1.1.2 (siehe hierzu Abb. 4 auf Seite 6) beschriebenen Makrogeometrien abbilden zu können, müssen entsprechende Profillinienvarianten erzeugt werden.

Ebene Laufbahn

Der Verlauf einer ebenen Laufbahn wird durch einen linearen Zusammenhang von Laufbahnradius und Höhe beschrieben. Die erforderliche Profillinie verläuft entlang einer um den Neigungswinkel δ_{DK} (bzw. δ_{AR}) gegenüber der x-y-Ebene geneigten Ursprungsgeraden. Anfang und Ende der Profillinie ergeben sich anhand der vorgegebenen Radien der Laufbahnkanten r_I und r_A indem der Höhenbereich der Profillinie von $r_{I,DK} \cdot \sin(\delta_{DK})$ bis $r_{A,DK} \cdot \sin(\delta_{DK})$ bzw. von $(a_{achs} - r_{A,AR}) \cdot \sin(\delta_{AR})$ bis $(a_{achs} - r_{I,AR}) \cdot \sin(\delta_{AR})$ gewählt wird.

Verrundete Kanten

Die Abbildung von Kantenverrundung während der Modellerstellung kann durch die Vorgabe entsprechender Rundungsradien erfolgen. Verrundungen können sowohl an der Innen- wie auch an der Außenkante der jeweiligen Laufbahn angefügt werden, wobei sie im Modell tangential in den ebenen Laufbahnbereich übergehen. Dieser wird durch die Verrundungen eingekürzt, damit die vorgegebenen Außen- und Innenradien der Laufbahn eingehalten werden. Anhand der Laufbahngeometrien soll im Folgenden (siehe Abschnitt 2.5) der unverformte Spaltverlauf im Kontaktkoordinatensystem berechnet werden. Hierzu ist es erforderlich, eine eindeutige Höheninformation aus der Laufbahngeometrie ableiten zu können, weshalb bei der Erstellung von Profillinien mit verrundeten Innenkanten der in Abb. 13 rot dargestellte Hinterschneidungsbereich bezüglich der Berührlinie nicht abgebildet werden darf.

Bombierte Laufbahn

Die Laufbahnbombierung dient der Überführung des Linienkontaktes in einen Punktkontakt mit dem Ziel, durch diese Lauflflächenrücknahme einerseits die Anfälligkeit für Kantentragen und andererseits die Auswirkungen von Verkip-

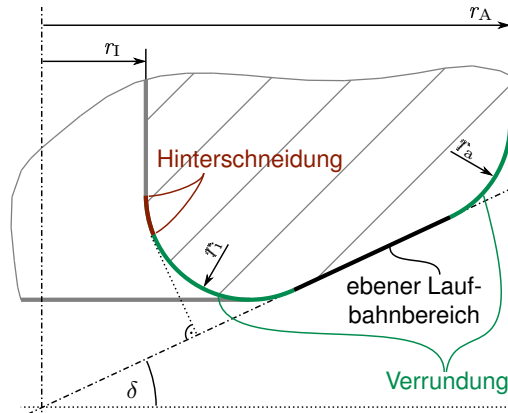


Abb. 13.: Profillinie mit verrundeten Kanten: Die Verrundungsradien (grün) gehen tangential in den ebenen Laufbahnbereich (schwarz) über, wobei für Innenverrundungen der Hinterschneidungsbereich (rot) nicht abgebildet werden darf.

pungen abzumindern. Für die Abbildung der entsprechenden Profillinie wird zunächst ausgehend von der ebenen Lauffläche der mittlere Laufbahnradius r_M bestimmt. Der Mittelpunkt der Bombierung befindet sich (wie in Abb. 14 zu erkennen) auf der senkrecht zur Profillinie des ebenen Kontaktes ausgerichteten Linie, welche diese mittig schneidet. Die Ränder des Profilbogens werden so gewählt, dass sie die Laufbahnradien r_A und r_I bezüglich der jeweiligen Rotationsachse ergeben.

Um eine definierte Wirkrichtung der Kontaktkraft zu erhalten, empfiehlt es sich, eine bombierte Lauffläche mit einer ebenen Lauffläche zu paaren.

2.3.2. Makrogeometrie aus externem 3D-Datensatz

Wurden die zu untersuchenden Laufflächengeometrien bereits in einem anderen Programm erzeugt und liegen dort als im Getriebekordinatensystem orientierte Punktwolken vor, können diese als ASCII-Datensatz eingelesen und weiterverwendet werden. Hierdurch wird dem Anwender die Abbildung komplexerer Kontaktgeometrien ermöglicht. Es ist jedoch zu beachten, dass nicht rotationssymmetrische Geometrien ausschließlich in der geladenen Position

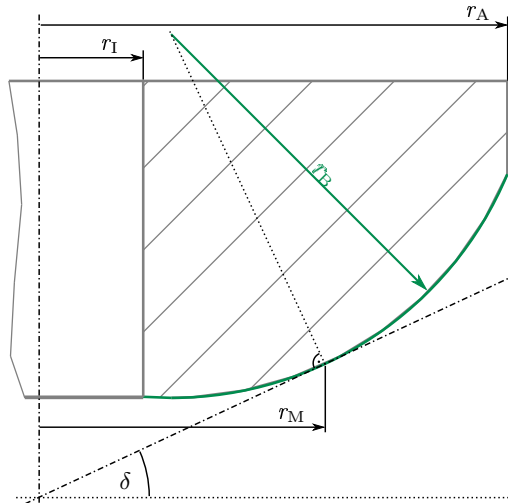


Abb. 14.: Profillinie für bombierte Lauffläche: Der Bombierungsmittelpunkt liegt auf einer Senkrechten, welche den Laufbahnbereich mittig schneidet.

Eingang in die Berechnung finden - eine Bewegung beispielsweise eines örtlichen Laufflächenschadens durch den Spalt erfolgt nicht.

2.3.3. Abbildung von Laufbahnverkipnungen

Zur Abbildung von Laufbahnverkipnungen oder toleranzbedingten Winkelfehlern zwischen den Laufflächen kann für die Erzeugung von Makrogeometrien aus 2D-Profillinien eine Winkelabweichung Δ_{Err} vorgegeben werden. Diese bewirkt, dass für die Bezugslinie zur Erzeugung der Anlaufflächengeometrie ein angepasster Laufflächenwinkel $\delta_{\text{AR}} = \delta_{\text{DK}} + \Delta_{\text{Err}}$ verwendet wird.

2.4. Vergleichspressung

Ein grundsätzliches Vorgehen zur Dimensionierung von Druckkamlagern wird durch [LH14] beschrieben, wobei für die Festlegung der erforderlichen Kontaktbreite auf eine Vergleichspressung zurückgegriffen wird, welche sich basierend auf der HERTZ'schen Theorie für einen Ersatzkontakt bestimmen

lässt. Die Berechnung der Vergleichspressung an dieser Stelle dient der Einordnung des betrachteten Lastfalls und dem Vergleich mit aus der Praxis bekannten Anwendungssituationen - [JKS98, S. 286] verweist hierzu auf einen gebräuchlichen Richtwert von 50 MPa.

Mittels der HERTZ'schen Theorie gelingt die Abschätzung der maximalen Pressung und der zu erwartenden Kontaktfläche eines ungeschmierten, elastisch deformierten Kontaktes zweier gekrümmter Oberflächen. Die Theorie ist experimentell überprüft und für viele Spezialfälle erweitert und angepasst worden. Eine kompakte, praxistaugliche Übersicht über gebräuchliche Zusammenhänge liefert [Sch13], weshalb die in diesem Abschnitt dargestellten Formeln dort entnommen wurden. Die elastischen Eigenschaften des Kontaktes werden zunächst anhand der Materialeigenschaften Elastizitätsmodul $E_{1/2}$ und Querkontraktionszahl $\nu_{1/2}$ der beiden Kontaktpartner bestimmt und als reduzierter Elastizitätsmodul E_{red} ausgedrückt:

$$\frac{1 - \nu^2}{E} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) = \frac{1}{E_{\text{red}}} \quad (2.18)$$

Die Beschreibung der Kontaktform erfolgt mittels Krümmungsradien. In Kontaktlängsrichtung (x-Richtung im Kontaktkoordinatensystem) werden diese als rechtwinklig zur Berührlinie ausgerichteter Abstand zur jeweiligen Rotationsachse gebildet, wie in Abb. 3 auf Seite 5 dargestellt. Da diese Krümmungen in Abhängigkeit von der gewählten Auswerteposition auf der Berührlinie variieren, wird für eine einheitliche Abschätzung die Auswertung am Mittelpunkt der Kontaktfläche vorgenommen. Der horizontale Abstand vom Auswertepunkt zur Rotationsachse der Druckkammlaufläche beträgt r_m , wodurch für die Krümmungsradien gilt:

$$r_{x,AR} = \frac{a_{\text{achs}} - r_m}{\sin(\delta_{DK})} \quad (2.19)$$

$$r_{x,DK} = \frac{r_m}{\sin(\delta_{DK})} \quad (2.20)$$

Aus diesen lässt sich der reduzierte Krümmungsradius in Kontaktlängsrichtung $r_{\text{red},x}$ bestimmen:

$$\frac{1}{r_{\text{red},x}} = \frac{1}{r_{x,AR}} + \frac{1}{r_{x,DK}} \quad (2.21)$$

Für die Berechnung des Ersatzkontaktes wird zwischen Geometrien mit Punkt- und mit Linienberührung unterschieden.

2.4.1. Berechnung bei Linienberührung

Als einfaches Ersatzmodell für die Beurteilung der Belastung von ebenen Druckkammlagern kann die Linienberührung zweier Zylinder herangezogen werden, deren gemeinsame Berührlinie auf der Berührlinie der beiden Kegelflächen liegt. Die Länge der Zylinder entspricht der Ellipsenbreite B_C ⁵. Da die Berechnung für ebene Laufbahnen ausgeführt wird, ergäbe sich der Krümmungsradius in Querrichtung zu unendlich. Für die Hauptachsen der elliptischen Kontaktfläche in Breitenrichtung a_{HERTZ} und in Kontaktlängsrichtung b_{HERTZ} gilt in Abhängigkeit von der Kontaktnormalkraft F_N :

$$a_{\text{HERTZ}} = B_C \quad (2.22)$$

$$b_{\text{HERTZ}} = \sqrt{\frac{E}{1 - \nu^2} \cdot \frac{8 \cdot F_N \cdot r_{\text{red},x}}{\pi \cdot B_C}} \quad (2.23)$$

Für die maximale HERTZ'sche Pressung $p_{\text{HERTZ,max}}$ gilt in diesem Fall:

$$p_{\text{HERTZ,max}} = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{F_N}{b_{\text{HERTZ}} \cdot B_C} \quad (2.24)$$

2.4.2. Berechnung für Punktkontakte

Im Fall der Verwendung einer Lauflflächenbombierung tritt anstelle einer Linienberührung ein Punktkontakt auf. Analog zu Gl. (2.21) ergäbe sich der reduzierte Krümmungsradius in Kontaktbreitenrichtung $r_{\text{red},y}$:

$$\frac{1}{r_{\text{red},y}} = \frac{1}{r_{\text{B,AR}}} + \frac{1}{r_{\text{B,DK}}} \quad (2.25)$$

⁵Bei Verwendung von Kantenverrundungen wird die Zylinderlänge um die entsprechenden Rundungsradien reduziert, da im Bereich der Laufbahnrücknahmen keine Kraftübertragung für den ungeschmierten, unverformten Kontakt zu erwarten ist.

Ist nur eine der beiden Laufflächen bombiert, wird der Bombierradius der ebenen Laufbahn auf den Wert unendlich gesetzt. Die Summe der Krümmungen Σk_{HERTZ} ergibt sich zu:

$$\Sigma k_{\text{HERTZ}} = \frac{1}{r_{x,\text{AR}}} + \frac{1}{r_{B,\text{AR}}} + \frac{1}{r_{x,\text{DK}}} + \frac{1}{r_{B,\text{DK}}} \quad (2.26)$$

Für weitere Berechnungen werden die Beiwerte η_{HERTZ} und ξ_{HERTZ} anhand des Hilfwertes $\cos(\tau_{\text{HERTZ}})$ bestimmt⁶. Der Hilfwert ergibt sich durch:

$$\cos(\tau_{\text{HERTZ}}) = \frac{\frac{1}{r_{x,\text{AR}}} - \frac{1}{r_{B,\text{AR}}} + \frac{1}{r_{x,\text{DK}}} - \frac{1}{r_{B,\text{DK}}}}{\Sigma k_{\text{HERTZ}}} \quad (2.27)$$

Für die Hauptachsen der elliptischen Kontaktfläche gilt:

$$a_{\text{HERTZ}} = 2 \cdot \xi_{\text{HERTZ}} \sqrt[3]{\frac{3F_N}{\Sigma k_{\text{HERTZ}}} \cdot \frac{1 - \nu^2}{E}} \quad (2.28)$$

$$b_{\text{HERTZ}} = 2 \cdot \eta_{\text{HERTZ}} \sqrt[3]{\frac{3F_N}{\Sigma k_{\text{HERTZ}}} \cdot \frac{1 - \nu^2}{E}} \quad (2.29)$$

Für die maximale HERTZ'sche Pressung gilt:

$$p_{\text{HERTZ,max}} = \frac{1}{\xi_{\text{HERTZ}} \cdot \eta_{\text{HERTZ}}} \sqrt[3]{\frac{3F_N \cdot (\Sigma k_{\text{HERTZ}})^2}{8 \cdot \pi^3} \cdot \left(\frac{E}{1 - \nu^2} \right)^2} \quad (2.30)$$

2.5. Modellbildung für den unverformten Schmierspalt

Anhand der in Abschnitt 2.3 als Punktwolken definierten Laufbahnmakrogeometrien soll eine Modellbildung für die geometrischen und kinematischen Verhältnisse im Schmierspalt ausgeführt werden. Hierfür muss zunächst eine Übertragung der Geometrien in das Kontaktkoordinatensystem (vergl. Abb. 3 auf Seite 5) erfolgen. Zur Vorbereitung der numerischen Lösung der REYNOLDS'schen Differentialgleichungen mittels des Differenzenverfahrens wird das Schmierspaltmodell über einem Berechnungsgitter erzeugt. Für die-

⁶Die Beiwerte sind in [Sch13, S. 253 ff] tabelliert, zwischen den Stützpunkten erfolgt in der implementierten Programmversion eine Interpolation mittels kubischen Splines.

ses Gitter werden neben der Spaltweitenverteilung auch die im Schmierfilm wirksamen Geschwindigkeitskomponenten bestimmt.

2.5.1. Transformation in das Kontaktkoordinatensystem

Die Übertragung von Daten aus dem Getriebe- in das Kontaktkoordinatensystem erfolgt durch eine Rotation um den Laufbahnneigungswinkel der Druckkammfläche δ_{DK} um die x-Koordinatenachse und eine anschließende translatorische Verschiebung um den Abstand zwischen den Nullpunkten der Koordinatensysteme \vec{a}_U . Da die Nullpunkte beider Koordinatensysteme auf der Berührlinie der idealisierten Kegelflächen liegen und die y-Achse des Kontaktkoordinatensystems parallel zu dieser ausgerichtet ist, weicht in diesem System lediglich die y-Komponente des Verschiebungsvektors von Null ab, es gilt:

$$\vec{a}_U = \frac{\sqrt{r_{A,DK}^2 - x_{\max}^2}}{\cos(\delta_{DK})} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.31)$$

x_{\max} bezeichnet hierbei den Betrag des maximalen Abstandes des Überlappungsbereiches der Laufflächen von der Berührlinie, da der Ursprung des Kontaktkoordinatensystems definitionsgemäß auf der längsten Ellipsenausdehnung l_C liegen soll (vergl. Abschnitt 1.1.2). Dieser maximale Abstand ergibt sich (für ebene Laufflächen⁷), wie in Abb. 15 gezeigt, als Höhe des Dreiecks, welches durch die Laufbahnaußenradien und den Achsabstand aufgespannt wird:

$$x_{\max} = \left| \frac{2 \cdot \sqrt{s_{hxm} \cdot (s_{hxm} - r_{A,AR}) \cdot (s_{hxm} - r_{A,DK}) \cdot (s_{hxm} - a_{achs})}}{a_{achs}} \right| \quad (2.32)$$

Wobei für die Hilfsvariable s_{hxm} gilt:

$$s_{hxm} = 0,5 \cdot (a_{achs} + r_{A,AR} + r_{A,DK}) \quad (2.33)$$

⁷Bei einer Rücknahme der Laufbahnaußenkante ergibt sich in der Projektion auf die Berührlinie eine Verschiebung der Außenkante - diese ist hier durch eine rechnerische Anpassung der Außenradien zu berücksichtigen.

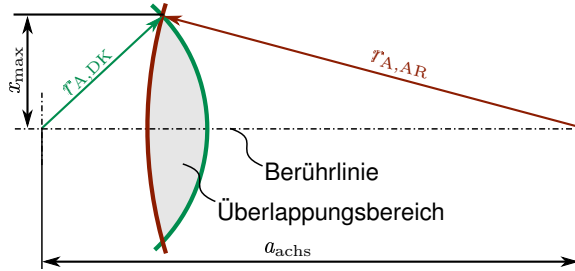


Abb. 15.: Abmessung Kontaktbereich: Der maximale Abstand des Überlappungsbereichs von der Berührlinie ergibt sich als Höhe im Dreieck: a_{achs} , $r_{A,AR}$, $r_{A,DK}$.

Jeder Punkt als Element der im Getriebekoodinatsystem ermittelten Punktwolken kann durch einen dreidimensionalen Ortsvektor $\vec{O}_{\text{GSys,AR}}$ bzw. $\vec{O}_{\text{GSys,DK}}$ abgebildet werden. Die für die Drehung erforderliche Transformationsmatrix ergibt sich zu:

$$\mathbf{T}_{\mathbf{r}} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\delta_{\text{DK}}) & \sin(\delta_{\text{DK}}) \\ 0 & -\sin(\delta_{\text{DK}}) & -\cos(\delta_{\text{DK}}) \end{bmatrix} \quad (2.34)$$

Für die Ortsvektoren der Laufflächen im Kontaktkoordinatensystem gilt somit:

$$\vec{O}_{\text{KSys,AR}} = (\mathbf{T}_{\mathbf{r}} \cdot \vec{O}_{\text{GSys,AR}}) - \vec{a}_{\text{U}} \quad (2.35)$$

$$\vec{O}_{\text{KSys,DK}} = (\mathbf{T}_{\mathbf{r}} \cdot \vec{O}_{\text{GSys,DK}}) - \vec{a}_{\text{U}} \quad (2.36)$$

2.5.2. Erstellung der Berechnungsgitter

Nach der Übertragung der Laufflächen in das Kontaktkoordinatensystem sollen diese über einem regelmäßigen Berechnungsgitter abgebildet werden. Die Maschenweite des Berechnungsgitters wird durch die vom Anwender vorgege-

benen Gitterweiten dx und dy festgelegt. Der Kontaktbereich reicht in Längsrichtung von $-x_{\max}$ bis x_{\max} , für die Bereichsgrenzen in Querrichtung gilt:

$$y_{\min} = \frac{a_{\text{achs}} - r_{A,AR}}{\cos(\delta_{DK})} - |\vec{a}_U| \quad (2.37)$$

$$y_{\max} = \frac{r_{A,DK}}{\cos(\delta_{DK})} - |\vec{a}_U| \quad (2.38)$$

Das in Abb. 16 schematisch dargestellte Hauptberechnungsgitter wird so gelegt, dass der Koordinatenursprung des Kontaktsystems als Gitterpunkt enthalten ist und das Gitter den Kontaktbereich an seinen Rändern um mindestens ein Element überschreitet. Die Dimension des Hauptgitters in x-Richtung beträgt n und in y-Richtung m Elemente.

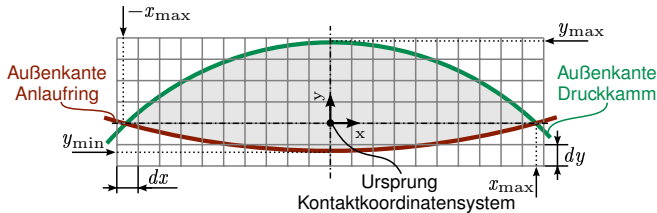


Abb. 16.: Hauptgitter: Das Hauptgitter umschließt den Überdeckungs-
bereich der Kontaktgeometrien und beinhaltet den Ursprung des
Kontaktkoordinatensystems.

Die Berechnung der Druckverteilung im Kontakt erfolgt später an diesen diskreten Gitterpunkten des Hauptgitters. Für die numerische Modellierung der REYNOLDS'schen Differentialgleichungen werden deren Differentiale durch Differenzen angenähert. Eine günstige Möglichkeit zur Abbildung der an den Hauptgitterpunkten gültigen Differenzen bietet ein „staggered Grid“ (englischsprachige Bezeichnung für ein „gestaffeltes Gitter“), bei dem die entsprechenden Variablenwerte zwischen den Hauptgitterpunkten verwendet werden. Hierzu kommt ein Hilfs- oder Zwischengitter zum Einsatz, dessen Einträge um $dx/2$ in x-Richtung bzw. um $dy/2$ in y-Richtung gegenüber dem Hauptgitter verschoben sind. Zur Auswertung eines speziellen, durch den Index \circ gekennzeichneten Hauptgitterpunktes können dessen Nachbarpunkte im Hauptgitter (gekennzeichnet durch Großbuchstabenindizes) und im Hilfgitter (gekennzeichnet durch Kleinbuchstabenindizes) verwendet werden. Abb. 17 soll

die in dieser Arbeit gebräuchliche Indizierung für die jeweiligen Nachbarpunkte verdeutlichen.

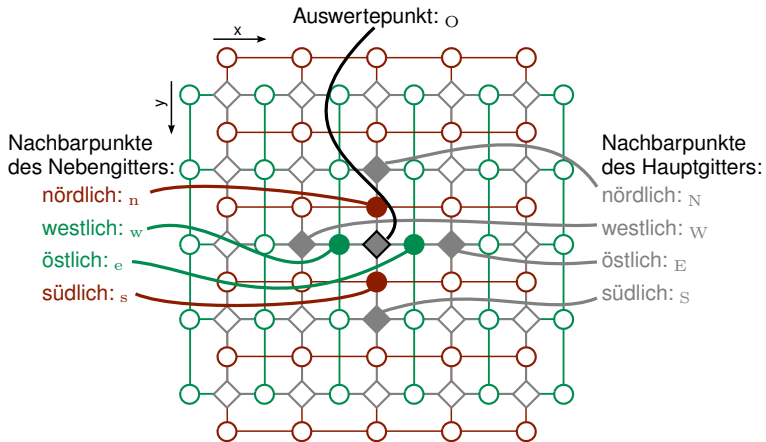


Abb. 17.: Indizes im „staggered Grid“: Die Nachbarn eines auszuwertenden Punktes werden mit Indizes entsprechend der Himmelsrichtung ihrer Lage bezeichnet. Indizes von Punkten des Hauptgitters sind Großbuchstaben, Punkte im Zwischengitter werden durch Kleinbuchstaben bezeichnet.

In der programmtechnischen Umsetzung ergibt sich das Hauptgitter als eine Matrix der Abmessung $n \times m$. Für die Abbildung des Zwischengitters werden zwei Matrizen der Abmessung $(n + 1) \times m$ und $n \times (m + 1)$ verwendet.

2.5.3. Darstellung der Spaltweite im Berechnungsgitter

Die in das Kontaktkoordinatensystem überführten Ortsvektoren stellen relativ ungleichmäßig verteilte Raumpunkte dar. Mittels einer räumlichen Interpolation gelingt die Erfassung von Höhendaten über dem Zwischengitter für die DruckkammLauffläche $z_{a,DK}$ und darunter für die AnLauffläche $z_{a,AR}$. Als Folge der Interpolation ergeben sich für die Laufflächen auch Höhenwerte innerhalb der Laufbahnninnenradien - zugunsten einer korrekten Abbildung der Kontaktgeometrie müssen die errechneten Höhendaten dieser Bereiche wieder entfernt

werden. Die nicht deformierte Spaltgeometrie ergibt sich aus der Überlagerung der Höhendaten der Kontaktpartner:

$$z_a = z_{a,DK} - z_{a,AR} \quad (2.39)$$

Abb. 18 zeigt exemplarisch die Ergebnisse der erforderlichen Teilschritte zur Erzeugung einer Spaltweitenverteilung auf Basis einer Makrogeometrie aus 2D-Profillinien für den Kontakt zweier ebener Laufflächen. Im Interesse einer übersichtlicheren Darstellung wurden die übliche Stützpunktzahl und die Feinheit der Berechnungsgitter reduziert.

Um sicher zu stellen, dass das Minimum der nicht deformierten Spaltgeometrie den Wert 0 annimmt, muss dieses einmalig von der in Gl. (2.39) bestimmten Verteilung abgezogen werden, um einen eventuellen Höhenversatz auszugleichen. Ein solcher Höhenversatz kann beispielsweise durch eine Verkipfung der Laufflächen (vergl. Abschnitt 2.3.3) hervorgerufen werden.

$$z_a = z_a - \min(z_a) \quad (2.40)$$

Die Auswirkung einer solchen Laufbahnverkipfung zeigt Abb. 19 für eine bombierte Laufbahn, deren ebene Gegenlauffläche einen Neigungsfehler von 0,25 ° aufweist.

In Abb. 19 ist zu erkennen, dass die Höhen der ebenen Anlauffläche nicht die Berührebene erreichen, sondern aufgrund der Winkelabweichung aus dieser herausgeneigt sind. Die Korrektur der sich ergebenden Spaltweitenverteilung aus Gl. (2.40) entspricht der axialen Ausgleichsbewegung, die eine schwimmend gelagerte Getriebewelle in diesem Fall unter Last ausführen würde, um die beiden Laufbahnen wieder zur Anlage zu bringen. Der Punktkontakt, der sich aufgrund der Bombierung der Druckkammlauffläche ergibt, wandert aus der Laufbahnmitte in den Randbereich.

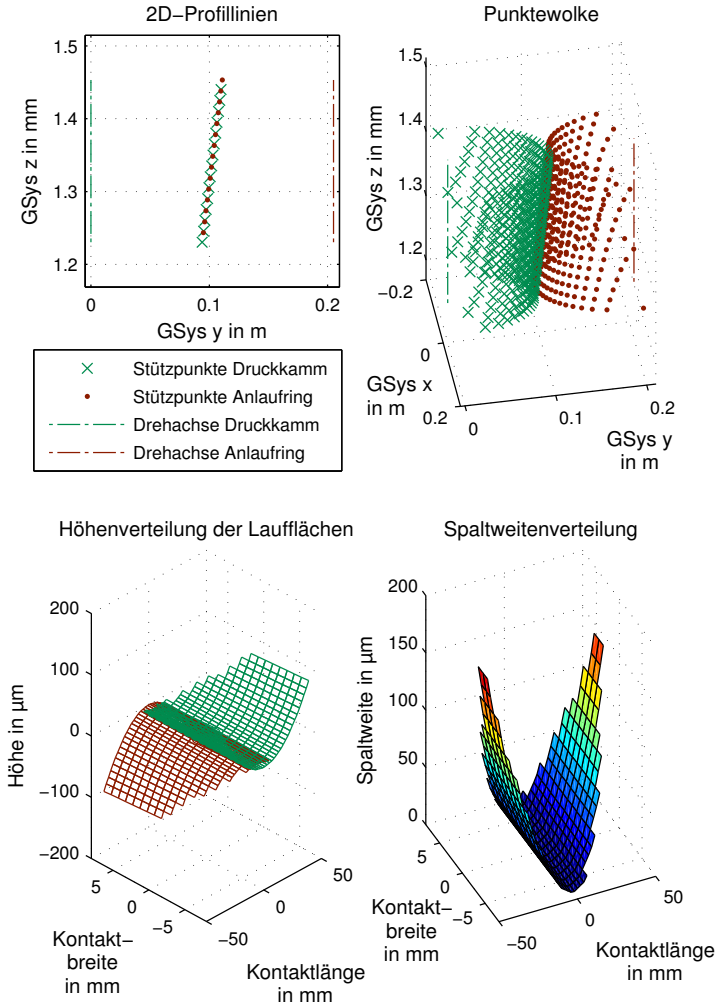


Abb. 18.: Vorgehen zur Bestimmung der Spaltweitenverteilung: Beschreibung der Laufflächenmakrogeometrie durch 2D-Profillinien im Getriebekoordinatensystem (oben links), Erzeugung räumlicher Punktwolken (oben rechts), Bestimmung von Höhendaten für das Berechnungsgitter nach Transformation in das Kontaktkoordinatensystem (unten links), Berechnung der Spaltweitenverteilung (unten rechts).

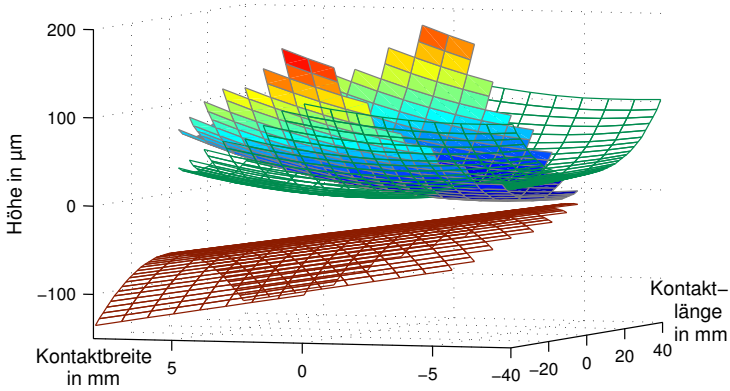


Abb. 19.: Spaltweitenverteilung für Laufflächen mit Neigungsabweichung: Infolge der Neigungsabweichung der ebenen Lauffläche kommt es zu einer Verschiebung des Spaltweitenminimums in Kontaktbreitenrichtung.

2.5.4. Geschwindigkeitsverteilung

Zur Beschreibung der kinematischen Verhältnisse im Kontakt ist zunächst die Bestimmung der Oberflächengeschwindigkeiten erforderlich. Diese werden, wie bereits die Höheninformationen der Laufflächen, für das Zwischengitter bestimmt. Jedem Koordinatenpunkt im Gitter kann ein vektorieller Laufbahnradius bezüglich der entsprechenden Rotationsachse im Getriebekoordinatensystem zugeordnet werden. Die Übertragung der Koordinaten aus dem Kontakt- in das Getriebekoordinatensystem erfolgt mittels der inversen Matrix $\langle \mathbf{T}_r \rangle^{-1}$ der Drehmatrix aus Gl. (2.34) und dem Verschiebungsvektor \vec{a}_U :

$$\vec{r}_{LB,AR}(x, y) = \left(\langle \mathbf{T}_r \rangle^{-1} \cdot \left(\begin{bmatrix} x \\ y \\ z_{a,AR}(x, y) \end{bmatrix} + \vec{a}_U \right) \right) - \begin{bmatrix} 0 \\ a_{achs} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.41)$$

$$\vec{r}_{LB,DK}(x, y) = \langle \mathbf{T}_r \rangle^{-1} \cdot \left(\begin{bmatrix} x \\ y \\ z_{a,DK}(x, y) \end{bmatrix} + \vec{a}_U \right) \quad (2.42)$$

Bei bekannter Getriebeübersetzung i_{Get} und Drehzahl der Druckkammwelle n_{DK} (hier angegeben in Umdrehungen pro Minute) lassen sich die Rotationsbewegung von Druckkamm- und Anlauffläche im Getriebekoordinatensystem durch deren Winkelgeschwindigkeitsvektor $\vec{\omega}_{\text{DK}}$ bzw. $\vec{\omega}_{\text{AR}}$ beschreiben:

$$\vec{\omega}_{\text{DK}} = 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{DK}} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \quad (2.43)$$

$$\vec{\omega}_{\text{AR}} = -i_{\text{Get}} \cdot \vec{\omega}_{\text{DK}} \quad (2.44)$$

Unter Verwendung von \mathbf{T}_r werden die Bahngeschwindigkeitsvektoren als Vektorprodukt von Winkelgeschwindigkeit und Laufbahnradius wieder in das Kontaktkoordinatensystem gedreht und ergeben dort komponentenweise die richtungsbezogenen Geschwindigkeitsanteile des jeweiligen Laufbahnpunktes.

$$\begin{bmatrix} U_{\text{AR}}(x, y) \\ V_{\text{AR}}(x, y) \\ W_{\text{AR}}(x, y) \end{bmatrix} = \mathbf{T}_r \cdot (\vec{\omega}_{\text{AR}} \times \vec{r}_{\text{LB,AR}}(x, y)) \quad (2.45)$$

$$\begin{bmatrix} U_{\text{DK}}(x, y) \\ V_{\text{DK}}(x, y) \\ W_{\text{DK}}(x, y) \end{bmatrix} = \mathbf{T}_r \cdot (\vec{\omega}_{\text{DK}} \times \vec{r}_{\text{LB,DK}}(x, y)) \quad (2.46)$$

Werden die Gl. (2.41) bis Gl. (2.46) auf alle Gitterelemente der Höhenverteilungen $\mathbf{z}_{a,\text{AR}}$ und $\mathbf{z}_{a,\text{DK}}$ angewandt, ergeben sich die Verteilungen der jeweiligen Oberflächengeschwindigkeitskomponenten: \mathbf{U}_{AR} , \mathbf{V}_{AR} und \mathbf{W}_{AR} bzw. \mathbf{U}_{DK} , \mathbf{V}_{DK} und \mathbf{W}_{DK} . Zur Verwendung in den REYNOLDS'schen Differentialgleichungen werden die Komponenten der mittleren Fluidgeschwindigkeiten benötigt (vergl. Gl. (2.8)), diese bestimmen sich zu:

$$\mathbf{u} = \frac{\mathbf{U}_{\text{AR}} + \mathbf{U}_{\text{DK}}}{2}; \quad \mathbf{v} = \frac{\mathbf{V}_{\text{AR}} + \mathbf{V}_{\text{DK}}}{2}; \quad \mathbf{w} = \frac{\mathbf{W}_{\text{AR}} + \mathbf{W}_{\text{DK}}}{2} \quad (2.47)$$

Die Verteilungen der Differenzgeschwindigkeitskomponenten bestimmen sich zu:

$$\mathbf{u}_{\text{diff}} = \mathbf{U}_{\text{DK}} - \mathbf{U}_{\text{AR}}; \quad \mathbf{v}_{\text{diff}} = \mathbf{V}_{\text{DK}} - \mathbf{V}_{\text{AR}}; \quad \mathbf{w}_{\text{diff}} = \mathbf{W}_{\text{DK}} - \mathbf{W}_{\text{AR}} \quad (2.48)$$

2.5.5. Identifikation des Randbereichs

Der hydrodynamische Tragdruckaufbau erfordert einen konvergenten Spalt, in dem Schmierstoff zwischen den Oberflächen der Kontaktpartner eingeschlossen werden kann. Die geometrischen Gegebenheiten des Druckkamm-lagers begrenzen das hierfür verfügbare Kontaktgebiet auf den Überlappungsbereich der beiden Kontaktpartner. Dieser ist jedoch nicht identisch mit dem durch das Berechnungsgitter abgedeckten Bereich, sondern wird von diesem eingeschlossen (vergl. Abb 16 auf Seite 44). Nur Gitterpunkte, die sich innerhalb des Kontaktgebietes befinden, können an der hydrodynamischen Druckänderung⁸ im Lager teilhaben.

Für Zwischengitterpunkte, die außerhalb des Kontaktgebietes liegen, ergibt sich keine definierte Spaltweite, da diese nicht zwischen zwei Laufflächen liegen. In der Modellvorstellung herrscht dort unabhängig von der Betriebssituation des Lagers Umgebungsdruck vor. Der örtliche Druck an Gitterpunkten, die am Rand der Laufflächen und somit im Übergangsbereich zum Kontaktgebiet liegen, muss im Modell durch eine Übergangsbedingung definiert werden - im für die Rechnungen dieser Arbeit verwendeten Modell wird der Druck am Rand des Kontaktgebietes ebenfalls auf den Umgebungsdruck gesetzt.

Zur Zuordnung der Hauptgitterpunkte (x, y) in das Kontaktgebiet, den Außenbereich oder das Randgebiet wird die Hilfsvariable κ_{rand} eingeführt, welche den Anteil der benachbarten Zwischengitterpunkte $((x, y)_n, (x, y)_e, (x, y)_s$ und $(x, y)_w$) mit definierter Spaltweite angibt:

$$\kappa_{\text{rand}}(x, y) = 1 - \frac{\text{isn}_{\text{an}}(\mathbf{z}_a(x, y)_n)}{4} - \frac{\text{isn}_{\text{an}}(\mathbf{z}_a(x, y)_e)}{4} - \frac{\text{isn}_{\text{an}}(\mathbf{z}_a(x, y)_s)}{4} - \frac{\text{isn}_{\text{an}}(\mathbf{z}_a(x, y)_w)}{4} \quad (2.49)$$

Für Zwischengitterpunkte, an denen keine definierte Spaltweiteninformation verfügbar ist, liefert die Funktion $\text{isn}_{\text{an}}()$ den Wert 1, bei bekannten Spaltweiten den Wert 0 zurück. Bei allen Elementen der Verteilung κ_{rand} , die den Wert 1 annehmen, kann somit eine hydrodynamische Änderung des örtlichen

⁸Gemeint ist hier eine Veränderung des örtlichen Druckes gegenüber dem Umgebungsdruck, also auch eine Absenkung des Druckes im Kavitationsgebiet.

Drucks erfolgen, bei den übrigen entspricht der örtliche Druck dem Umgebungsdruck.

2.6. Schmierstoffverhalten

Der Schmierstoff ist eine bedeutende Komponente des tribologischen Systems, da sich durch den im Schmierstoff entstehenden Tragdruck idealerweise eine vollständige Trennung der Kontaktpartner ergeben soll. Aus Gl. (2.8) ist zu erkennen, dass in dem in dieser Arbeit verwendeten Modell zwei physikalische Eigenschaften des Schmierstoffs, die Dichte ρ und die Viskosität η , sowie deren Richtungsgradienten direkt in die Berechnung der Tragdruckverteilung eingehen. Beide Eigenschaften stellen in der realen Anwendung keine Konstanten dar, sondern ändern ihren Wert sowohl mit der Temperatur als auch mit dem Druck. Grundsätzlich gilt für typischerweise als Schmierstoff verwendete Fluide, dass sowohl deren Viskosität als auch ihre Dichte mit zunehmendem Druck ansteigen und mit steigender Temperatur abnehmen. In der Regel sind diese Auswirkungen für die Viskosität stärker ausgeprägt als für die Dichte. Zur genaueren Beschreibung dieses Verhaltens sind viele Modellansätze entwickelt worden, deren Anwendung allerdings häufig auf die Verwendung empirisch ermittelter, schmierstoffspezifischer Parameter angewiesen ist, welche nicht zwangsläufig für alle relevanten Schmierstoffe zur Verfügung stehen. Vor dem Ziel eines möglichst breiten Anwendungsfeldes wurden in dieser Arbeit bevorzugt einfache Modellansätze ausgewählt, die mit wenigen Parametern auskommen.

Wegen der direkten Rückwirkung der druckabhängigen Änderungen von Dichte und Viskosität auf die errechnete Druckverteilung müssen diese in einem iterativen Berechnungszyklus aufeinander abgestimmt werden. Aufgrund der Scherung, die der Schmierstoff während des Durchgangs durch das Lager erfährt, ist zudem von einer Fluiderwärmung auszugehen, die sich in Abhängigkeit von Lagerbelastung und Geschwindigkeit (Einfluss der Lastsituation auf die Spaltweite) ändert. Ein Teil der im Kontakt entstehenden Reibungswärme wird über die Laufflächen in die Kontaktpartner übertragen, ein anderer Anteil gelangt über eine Fluiderwärmung mit dem abfließenden Schmierstoff aus dem Kontakt. Soll der Einfluss dieser Fluiderwärmung auf die Schmierfilm-

tragfähigkeit abgebildet werden, müssen entsprechende Differentialgleichungen für den Wärmetransport mit den REYNOLDS'schen Differentialgleichungen gekoppelt werden. Ansätze für derartige thermo-elasto-hydrodynamische (TEHD-)Modelle für Druckkammlager stellen [Sim84, Cab15, CSW17] vor. Problematisch für die Anwendung eines solchen Modells ist, dass Koeffizienten für den Wärmeübergang in die Laufflächen sowie deren Temperaturen bekannt sein müssen, damit sinnvolle Randbedingungen gewählt werden können. Da diese konstruktionsspezifisch und nicht allgemein gültig sind und der beschriebene Erwärmungseinfluss gem. [Bar93] zudem eher für hochtourige Druckkammeranwendungen Relevanz besitzt, wird in dieser Arbeit mit einem isothermen Modell gerechnet, bei dem eine mittlere Schmierstofftemperatur vom Anwender als Eingangsgröße vorgegeben wird.

2.6.1. Eingangsgrößen zur Beschreibung des Schmierstoffs

Die Klassifizierung des Schmierstoffs erfolgt durch folgende vom Anwender vorgegebenen Eingangsgrößen:

- Der kinematischen Viskosität $\nu_{40\text{C}}$ bei Normaldruck und einer Temperatur von 40 °C
- Der Schmierstoffdichte ρ_0 bei Normaldruck
- Der mittleren Schmierstofftemperatur im Lager ϑ_{m}
- Den Koeffizienten λ_{DH} und γ_{DH} für das Dichte-Dichte-Verhalten nach [DH77]

Die kinematischen Viskosität $\nu_{40\text{C}}$ bei Normaldruck und einer Temperatur von 40 °C wurde als Eingangsparameter gewählt, da dieser Wert für die meisten flüssigen Industrie-Schmierstoffe verfügbar ist, weil er die Grundlage für deren Einteilung in Viskositätsklassen⁹ gemäß dem ISO-Standard 3448 bildet [DINISO3448].

Die Dichte bei Normaldruck und Normaltemperatur ist ein gut verfügbarer Kennwert für Industrieschmierstoffe. Typischerweise hat die Änderung der

⁹ „Jede Viskositätsklasse wird in Quadratmillimeter je Sekunde (mm²/s) mit der ganzzahligen kinematischen Viskosität bei 40 °C bezeichnet, die am nächsten am jeweiligen Klassenmittelpunkt liegt, wobei für die kinematische Viskosität ein Bereich von ± 10 % zulässig ist.“ [DINISO3448]

Dichte mit der Temperatur einen geringen Einfluss verglichen mit den übrigen in diesem Abschnitt benannten Abhängigkeiten. Für FVA-Referenzöle gibt [Bar10] beispielsweise an, dass sich deren Dichte bei Normaldruck durch eine Temperaturerhöhung um 100 °C lediglich um 7-12 % verringert. Im Simulationsmodell wird daher unabhängig von der mittleren Schmierstofftemperatur ϑ_m mit dem Eingabewert ρ_0 gerechnet. Sollte dem Anwender dennoch die Verwendung einer temperaturkorrigierten Dichte erforderlich erscheinen, kann über folgenden Zusammenhang ein angepasster Eingangswert $\rho_{0,\vartheta}$ bestimmt werden:

$$\rho_{0,\vartheta} = \rho_0 \cdot [1 - \beta_{\rho\vartheta} \cdot (\vartheta_m - \vartheta_0)] \quad (2.50)$$

Hierbei stellt ϑ_0 die für die Bestimmung von ρ_0 verwendete Bezugstemperatur dar, für den Volumenausdehnungskoeffizienten $\beta_{\rho\vartheta}$ nennt [Bar10] berechnete Werte für FVA-Referenzöle.

Die mittlere Fluidtemperatur im Lager wird im Folgenden zur Bestimmung einer angepassten Viskosität verwendet. Die Koeffizienten λ_{DH} und γ_{DH} dienen der Beschreibung des Dichte-Druck-Verhaltens des Schmierstoffs.

2.6.2. Temperatur-Viskositäts-Verhalten

Da der Berechnung ein isothermes Modell zugrunde liegt, ändert sich die Schmierstofftemperatur während des Lagerdurchgangs nicht. Daher genügt es, die Temperaturanpassung der Viskosität (wie in Abschnitt 2.2.1 beschrieben) schon während der Initialisierung vorzunehmen, eine Einbindung in die Iterationsschleifen ist für dieses Modell nicht erforderlich.

Aus den Vorgaben für die kinematische Viskosität ν_{40C} bei Normaldruck und einer Temperatur von 40 °C und der Schmierstoffdichte bei Normaldruck ρ_0 wird zunächst die dynamische Viskosität bei Normaldruck und einer Temperatur von 40 °C η_{40C} bestimmt:

$$\eta_{40C} = \nu_{40C} \cdot \rho_0 \quad (2.51)$$

Sofern die Lagertemperatur nicht aufgrund von Messungen bekannt ist, sollte ein Wert oberhalb der Schmierstoffzuführtemperatur gewählt werden, da

von einer Schmierstoffwärmerung auszugehen ist, auch wenn diese aufgrund des diskontinuierlichen Aufenthalts der betroffenen Laufbahnsegmente in der Lastzone geringer ausfallen wird, als in einem vergleichbar belasteten Radialgleitlager.

Die Gleichung von VOGEL stellt ein weit verbreitetes Verfahren zur Abbildung des Zusammenhanges von Temperatur und Viskosität dar, welches beispielsweise auch in [DIN53017] Anwendung findet:

$$\eta_{\vartheta} = A_{VC} \cdot \exp \left[\frac{B_{VC}}{\vartheta + C_{VC}} \right] \quad (2.52)$$

Zur Bestimmung der drei schmierstoffspezifischen Konstanten A_{VC} , B_{VC} und C_{VC} sind allerdings drei Viskositätsmessungen bei drei unterschiedlichen Temperaturen erforderlich. Eine Weiterentwicklung dieses Ansatzes von [Ros55] gestattet die Darstellung des Zusammenhanges in Abhängigkeit von einer Bezugsviskosität bei einer Temperatur von 50 °C. Dies gelingt durch die Beobachtung, dass sich die Viskositätsverläufe mehrerer „Vergleichsöle“ bei einer Temperatur von 773,6 °C schneiden und dort rechnerisch eine Viskosität von $\eta_x = 0,18 \text{ mN} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ annehmen. Durch [Rod78, Gl. (7)] wurde der Ansatz wiederum so modifiziert, dass diese Bezugsviskosität bei 40 °C bestimmt werden kann und sich somit beispielsweise aus der ISO-Viskositätsklasse ableiten lässt:

$$\eta_{\vartheta} = \eta_x \cdot \exp \left[\left(\frac{159,56 \text{ °C}}{\vartheta_m + 95 \text{ °C}} - 0,181913 \right) \cdot \ln \left(\frac{\eta_{40\text{C}}}{\eta_x} \right) \right] \quad (2.53)$$

Die sich damit ergebenden Viskositäts-Temperatur-Verläufe sind exemplarisch für einige ISO-Viskositätsklassen in Abb. 20 dargestellt.

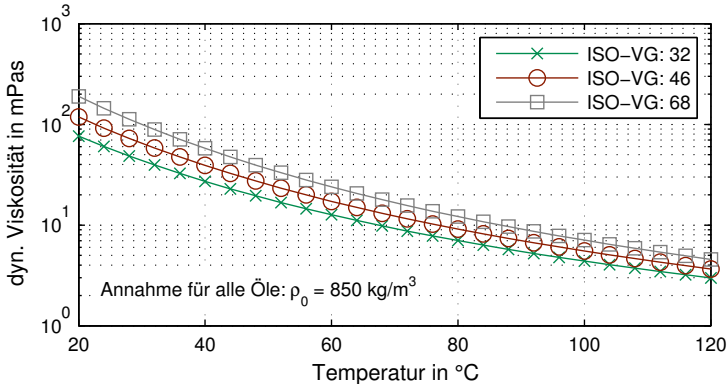


Abb. 20.: Viskositäts-Temperatur-Verläufe: Bei Normaldruck, berechnet nach [Rod78] für verschiedene Viskositätsklassen.

2.6.3. Druck-Viskositäts-Verhalten

Die wichtigste Veränderung des Schmierstoffs in der jeweiligen Betriebssituation ergibt sich aus dem Druck-Viskositäts-Verhalten. Aufgrund des direkten Zusammenhanges von Druckverteilung und Schmierstoffviskosität (vergl. Gl. (2.8)) wird die Viskositätsverteilung iterativ an die bestimmte Druckverteilung angepasst.

Das bekannteste Model für den druckbedingten Viskositätsanstieg wird durch die Formel von BARUS abgebildet, welche einen direkten, exponentiellen Zusammenhang zwischen Druck und Viskosität herstellt. Diese Gleichung ergibt für hohe Drücke jedoch extrem hohe Viskositätswerte und sehr steile Anstiege, weshalb [VL00] empfehlen, besser einen Ansatz nach ROELANDS zu wählen. Basierend auf [Roe66, Gl. (IV-5a)] ergibt sich aus der Druckverteilung p die Viskositätsverteilung η nach folgendem Zusammenhang:

$$\eta = \eta_{\vartheta} \cdot \exp \left[\left(\left(1 + \frac{p}{p_{R0}} \right)^{z_R} - 1 \right) \cdot \ln \left(\frac{\eta_{\vartheta}}{\eta_{\infty}} \right) \right] \quad (2.54)$$

Darin sind η_{ϑ} die Viskosität bei der gewählten Lagertemperatur und Normaldruck gem. Gl. (2.53), η_{∞} eine fiktive Viskosität bei unendlicher Tempera-

tur¹⁰, p_{R0} ein fiktiver Referenzdruck¹¹ und z_R ein fluidspezifischer Exponent¹². Der Druck-Viskositätsverlauf nach ROELANDS besitzt in hohen Druckbereichen einen sanfteren Anstieg als das Modell von BARUS, wie aus dem beispielhaften Kennlinienvergleich in Abb. 21 erkennbar wird.

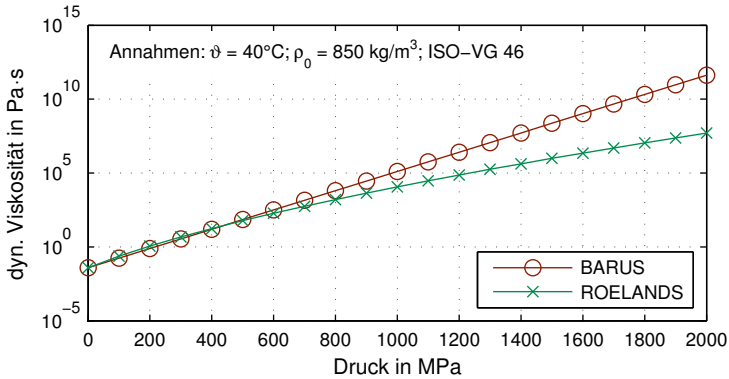


Abb. 21.: Druck-Viskositäts-Verläufe: Zum Vergleich der Modelle nach BARUS und ROELANDS.

Der sanftere Anstieg soll im Fall kleiner Spaltweiten und den damit verbundenen hohen Drücken numerische Instabilitäten abmildern. Diese ergeben sich, wenn Druck und Viskosität bei jedem Durchlauf der inneren Berechnungsschleife stärker ansteigen und sich hieraus keine Konvergenz für die Schleife ergibt. Optional kann der Anwender, um die Berechnungsstabilität weiter zu erhöhen, einen Grenzwert für den maximal zur Viskositätsberechnung zu verwendenden Druck vorgeben, nach dessen Überschreiten kein weiterer Viskositätsanstieg erfolgt. Um dennoch gültige Ergebnisse zu erhalten, ist nach Berechnungsabschluss sicherzustellen, dass der Maximalwert der errechneten Druckverteilung diesen Grenzwert nicht überschreitet, damit die numerische Begrenzung des Viskositätsanstieges für die errechnete Spaltweite nicht aktiv war.

¹⁰[Roe66] gibt für diese Variable folgenden Wert an: $\eta_\infty = 0,0631 \text{ cP}$

¹¹[Roe66] gibt für diese auch als begrenzender Druck bezeichnete Variable folgenden Wert an: $p_{R0} = 2000 \text{ kgf/cm}^2 \hat{=} 196 \text{ MPa}$

¹²Gem. [VL00] kann für Öle im Allgemeinen $z_R = 0,6$ verwendet werden.

2.6.4. Druck-Dichte-Verhalten

Die Beschreibung des Zusammenhanges der Druckverteilung p und der Dichteverteilung ρ ergibt sich nach einem Ansatz von DOWSON und HIGGINSON [DH77, S.89]:

$$\rho = \rho_0 \cdot \left(1 + \frac{\lambda_{DH} \cdot p}{1 + \gamma_{DH} \cdot p} \right) \quad (2.55)$$

Sofern keine schmierstoffspezifischen Kennwerte bekannt sind, werden die Koeffizienten im Allgemeinen mit $\lambda_{DH} = 0,6 \text{ GPa}^{-1}$ und $\gamma_{DH} = 1,7 \text{ GPa}^{-1}$ angenommen. Abb. 22 zeigt einen exemplarischen Dichte-Druck-Verlauf.

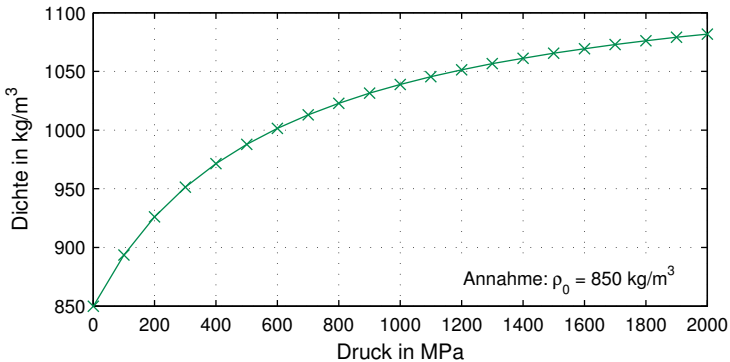


Abb. 22.: Druck-Dichte-Verlauf: nach dem von DOWSON und HIGGENSON angegebenen Zusammenhang.

Nach jeder Berechnung einer hydrodynamischen Druckverteilung wird neben der sich daraus ergebenden Viskositätsverteilung auch eine Dichteverteilung in der inneren Berechnungsschleife bestimmt. Da die Dichte deutlich weniger sensitiv auf Druckänderungen reagiert als die Viskosität, wird davon ausgegangen, dass sich bei Konvergenz der Viskositätsverteilung auch eine Konvergenz der Dichteverteilung ergeben hat. Auch eine künstliche Begrenzung der Dichte für hohe Drücke ist nicht erforderlich, da Gl. (2.55) für unendlich hohe Drücke gegen den Grenzwert $1,353 \cdot \rho_0$ strebt.

2.7. Lösung der REYNOLDS'schen-Differentialgleichungen für ein gestaffeltes Gitter

Ein Kernstück der hydrodynamischen Schmierfilmberechnung ist die Lösung der REYNOLDS'schen Differentialgleichungen. In der Praxis ist dies jedoch nur für wenige Fälle analytisch möglich, weshalb häufig auf numerische Lösungsverfahren zurückgegriffen werden muss. Das in dieser Arbeit verwendete Verfahren beruht auf der Überführung der Differentialgleichungen in Differenzengleichungen, die sich für ein diskretes Gitter als lineares Gleichungssystem beschreiben lassen. Im Folgenden wird dessen Modellierung über einem gestaffelten Gitter, bei welchem auf den direkten Verbindungslinien der Hauptgitterpunkte zusätzlich Zwischengitterpunkte angeordnet sind, dargestellt. Seine Lösung entspricht der hydrodynamischen Druckverteilung, die sich für das betrachtete Druckkamm lager unter den im aktuellen Schleifendurchlauf gültigen Betriebsbedingungen ergibt.

2.7.1. Verteilungen im Hauptgitter

Das in Abschnitt 2.5.2 festgelegte Hauptgitter hat die Dimensionen $m \times n$. Seine einzelnen Elemente können über die Indizes i und j angesprochen werden, wobei für diese gilt:

$$i = [1 \dots m] \quad \text{mit } i \in \mathbb{N} \quad (2.56)$$

$$j = [1 \dots n] \quad \text{mit } j \in \mathbb{N} \quad (2.57)$$

Für die Vergabe der Indizes gelte, dass der erste Index i die von oben gezählte Zeile, der zweite Index j die von links gezählte Spalte des betreffenden Elementes des Gitters bezeichnet. Den Punkten im Hauptgitter können gemäß der in Abb. 17 auf Seite 45 dargestellten Deklaration benachbarte Hauptgitter-

punkte zu geordnet werden, für diese gilt am Beispiel der allgemeinen Funktion $f(i, j)_0$:

$$f(i, j)_N = \begin{cases} f_R & \text{für: } i = 1 \\ f(i - 1, j)_0 & \text{sonst} \end{cases} \quad (2.58)$$

$$f(i, j)_E = \begin{cases} f_R & \text{für: } j = n \\ f(i, j + 1)_0 & \text{sonst} \end{cases} \quad (2.59)$$

$$f(i, j)_S = \begin{cases} f_R & \text{für: } i = m \\ f(i + 1, j)_0 & \text{sonst} \end{cases} \quad (2.60)$$

$$f(i, j)_W = \begin{cases} f_R & \text{für: } j = 1 \\ f(i, j - 1)_0 & \text{sonst} \end{cases} \quad (2.61)$$

Wobei f_R einen als Randbedingung zu definierenden Wert annimmt. Die Verteilungen ergeben sich als Verschiebung um eine Gitterposition, wobei jeweils für den Randbereich, der die ursprüngliche Verteilung überschreitet, eine Randbedingung zugewiesen wird. Im Interesse einer übersichtlicheren Darstellung sollen Verteilungen ohne die Positionsindizes durch Fettdruck gekennzeichnet werden. Die Verteilung der Hauptgitterpunkte wird durch \mathbf{f}_0 bezeichnet, die Verteilung der nördlichen Nachbarwerte im Hauptgitter mit \mathbf{f}_N .

Für die Berechnung der Druckverteilungen im Hauptgitter wird als Randbedingung der durch einen Eingabeparameter vom Anwender definierte Umgebungsdruck verwendet.

2.7.2. Übertragung von Werten aus dem Hauptgitter in das Zwischengitter

Auch die Elemente des Zwischengitters können als benachbarte Verteilung der Hauptgitterpunkte dargestellt werden, die mit Kleinbuchstaben als Indizes gekennzeichnet werden. Beispielsweise bezeichnet \mathbf{f}_n die Verteilung der nördlichen Nachbarwerte im Zwischengitter für die Verteilung \mathbf{f}_0 .

Für Verteilungen im Hauptgitter wird ein linearer Verlauf zwischen benachbarten Werten unterstellt, sodass sich Verteilungen für die Nachbarpunkte des Zwischengitters wie folgt bestimmen lassen:

$$\mathbf{f}_n = \frac{\mathbf{f}_N + \mathbf{f}_0}{2}; \quad \mathbf{f}_e = \frac{\mathbf{f}_E + \mathbf{f}_0}{2}; \quad \mathbf{f}_s = \frac{\mathbf{f}_S + \mathbf{f}_0}{2}; \quad \mathbf{f}_w = \frac{\mathbf{f}_W + \mathbf{f}_0}{2}; \quad (2.62)$$

Da die Druckverteilung \mathbf{p} im Hauptgitter gebildet wird, ergeben sich aus den Gleichungen (2.54) und (2.55) ebenfalls Verteilungen im Hauptgitter. Mit Hilfe der Beziehungen aus (2.62) lassen sich diese in das Zwischengitter übertragen.

2.7.3. Modellaufbau „staggered grid“

Ausgangspunkt der Modellbildung ist die in Abschnitt 2.1 hergeleitete Gleichung (2.8), die über dem Kontaktgebiet integriert wird:

$$\iint \left(\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right] \right) dA = \iint \left(\frac{\partial}{\partial x} (\rho h u) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho h v) \right) dA \quad (2.63)$$

Unter Verwendung der Summenregel und des Zusammenhanges $\iint dA = \int \int dx dy = \int \int dy dx$ können die vier Summanden als Differenzengleichungen ausgedrückt werden:

$$\int \int \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) dx dy = \int_{y_n}^{y_s} \left[\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{dp}{dx} \right]_w^e dy = \left[\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{dp}{dx} \right]_w^e \Delta y \quad (2.64)$$

$$\int \int \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) dy dx = \int_{x_w}^{x_e} \left[\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{dp}{dy} \right]_n^s dx = \left[\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{dp}{dy} \right]_n^s \Delta x \quad (2.65)$$

$$\int \int \frac{\partial}{\partial x} (\rho h u) dx dy = \int_{y_n}^{y_s} [\rho h u]_w^e dy = [\rho h u]_w^e \Delta y \quad (2.66)$$

$$\int \int \frac{\partial}{\partial y} (\rho h v) dy dx = \int_{x_w}^{x_e} [\rho h v]_n^s dx = [\rho h v]_n^s \Delta x \quad (2.67)$$

Für die Gitterabstände in den jeweiligen Richtungen gilt hierbei im diskretisierten Berechnungsgitter $\int_{x_w}^{x_e} 1 dx = \Delta x$ und $\int_{y_n}^{y_s} 1 dy = \Delta y$. Durch Einsetzen

der den Integrationsgrenzen zuzuordnenden Verteilungen ergibt sich für die Differenzen:

$$\left[\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{dp}{dx} \right]_w^e \Delta y = \left(\frac{\rho_e h_e^3}{12\eta_e} \frac{dp}{dx} \Big|_e - \frac{\rho_w h_w^3}{12\eta_w} \frac{dp}{dx} \Big|_w \right) \Delta y \quad (2.68)$$

$$\left[\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{dp}{dy} \right]_n^s \Delta x = \left(\frac{\rho_s h_s^3}{12\eta_s} \frac{dp}{dy} \Big|_s - \frac{\rho_n h_n^3}{12\eta_n} \frac{dp}{dy} \Big|_n \right) \Delta x \quad (2.69)$$

$$[\rho h u]_w^e \Delta y = (\rho_e h_e u_e - \rho_w h_w u_w) \Delta y \quad (2.70)$$

$$[\rho h v]_n^s \Delta x = (\rho_s h_s v_s - \rho_n h_n v_n) \Delta x \quad (2.71)$$

Da die Richtungsgradienten der Druckverteilung an den Zwischengitterplätzen nicht bekannt sind, werden diese anhand der Drücke an benachbarten Hauptgitterpunkten bestimmt. Es gilt:

$$\frac{dp}{dy} \Big|_n = \frac{p_0 - p_N}{\Delta y}; \quad \frac{dp}{dx} \Big|_e = \frac{p_E - p_0}{\Delta x}; \quad \frac{dp}{dy} \Big|_s = \frac{p_S - p_0}{\Delta y}; \quad \frac{dp}{dx} \Big|_w = \frac{p_0 - p_W}{\Delta x} \quad (2.72)$$

Damit lässt sich die REYNOLDS-Differentialgleichung als Differenzgleichung für die Verteilungen des gestaffelten Berechnungsgitters ausdrücken:

$$\begin{aligned} & \left(\frac{\rho_e h_e^3}{12\eta_e} \cdot \frac{p_E - p_0}{\Delta x} - \frac{\rho_w h_w^3}{12\eta_w} \cdot \frac{p_0 - p_W}{\Delta x} \right) \Delta y \\ & + \left(\frac{\rho_s h_s^3}{12\eta_s} \cdot \frac{p_S - p_0}{\Delta y} - \frac{\rho_n h_n^3}{12\eta_n} \cdot \frac{p_0 - p_N}{\Delta y} \right) \Delta x \\ & = (\rho_e h_e u_e - \rho_w h_w u_w) \Delta y + (\rho_s h_s v_s - \rho_n h_n v_n) \Delta x \end{aligned} \quad (2.73)$$

2.7.4. Bestimmung der Koeffizientenmatrix

Die Differenzgleichung Gl. (2.73) lässt sich mit Hilfe der elementweisen Matrizenmultiplikation (HADAMARD-Produkt) als Summe der Produkte der einzelnen Druckverteilungen p_i und einer jeweils zugeordneten Koeffizientenverteilung K_i und einer Residuumsverteilung K_{Res} darstellen.

$$K_N \circ p_N + K_E \circ p_E + K_S \circ p_S + K_W \circ p_W + K_0 \circ p_0 = K_{Res} \quad (2.74)$$

Für die Koeffizientenverteilungen ergibt sich im Sinne einer Trennung der Variablen aus Gl. (2.73):

$$\mathbf{K}_N = \frac{\rho_n h_n^3}{12\eta_n} \cdot \frac{\Delta x}{\Delta y} \quad (2.75)$$

$$\mathbf{K}_E = \frac{\rho_e h_e^3}{12\eta_e} \cdot \frac{\Delta y}{\Delta x} \quad (2.76)$$

$$\mathbf{K}_S = \frac{\rho_s h_s^3}{12\eta_s} \cdot \frac{\Delta x}{\Delta y} \quad (2.77)$$

$$\mathbf{K}_W = \frac{\rho_w h_w^3}{12\eta_w} \cdot \frac{\Delta y}{\Delta x} \quad (2.78)$$

$$\mathbf{K}_0 = -(\mathbf{K}_N + \mathbf{K}_E + \mathbf{K}_S + \mathbf{K}_W) \quad (2.79)$$

$$\mathbf{K}_{\text{Res}} = (\rho_e h_e \mathbf{u}_e - \rho_w h_w \mathbf{u}_w) \Delta y + (\rho_s h_s \mathbf{v}_s - \rho_n h_n \mathbf{v}_n) \Delta x \quad (2.80)$$

Zur Bestimmung der Druckverteilung sollen die REYNOLDS'schen Differentialgleichungen als lineares Gleichungssystem (LGS) formuliert werden, welches sich allgemein als Matrix-Vektor-Produkt einer Koeffizientenmatrix \mathbf{K}_{LGS} , dem Druckverteilungsvektor \vec{p} und dem Residuumsvektor \vec{f}_{Res} darstellen lässt:

$$\mathbf{K}_{\text{LGS}} \cdot \vec{p} = \vec{f}_{\text{Res}} \quad (2.81)$$

Sollte der Druckverteilungsvektor \vec{p} alle Elemente der Druckverteilung im Hauptgitter \mathbf{p}_0 (Dimensionen $m \cdot n$) enthalten, müssten er und der Residuumsvektor die Dimension $1 \cdot (m \cdot n)$ besitzen, für die Koeffizientenmatrix ergäbe sich die Dimension $(m \cdot n) \cdot (m \cdot n)$. Da Berechnungsaufwand und Speicherbedarf für ein derartiges LGS sehr schnell anwachsen, sollen jedoch nur jene Elemente von \mathbf{p}_0 für die Erstellung des Gleichungssystems verwendet werden, für deren Nachbarfelder im Zwischengitter eine gültige Spaltweite formuliert werden kann, da sie zwischen den beiden Kontaktflächen liegen. Für diese Elemente nimmt die Verteilung κ_{rand} (bestimmt nach Gl. (2.49)) den Wert 1 an.

Um eine eindeutige Zuordnung der zweidimensional indizierten zu betrachtenden Elemente von \mathbf{p}_0 zum eindimensionalen Druckverteilungsvektor \vec{p} zu erreichen, wird für diese spaltenweise ein fortlaufender Index *ind* vergeben und in der Verteilung **Ind** hinterlegt, wie in Abb. 23 schematisch dargestellt.

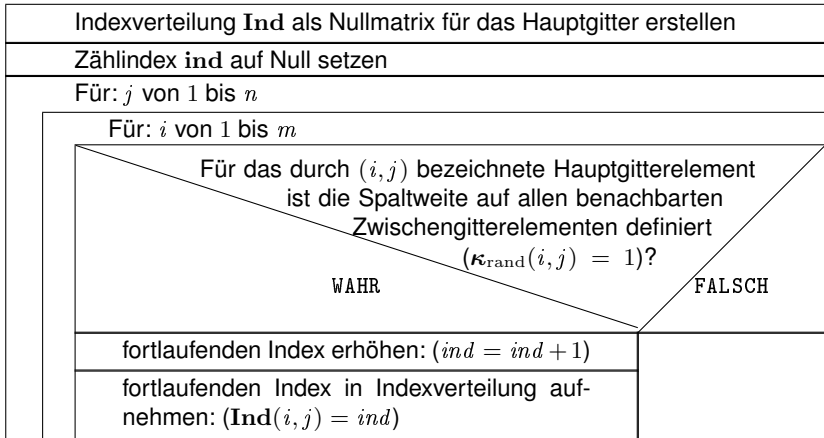


Abb. 23.: Eindimensionale Indizierung der Druckverteilung: Schematischer Ablauf zur Zuweisung eines eindimensionalen Index an die Elemente des Hauptgitters, für die die REYNOLDS'schen Differentialgleichungen gelöst werden sollen.

Für alle Elemente des Hauptgitters, die die Bedingung $\kappa_{\text{rand}}(i, j) = 1$ nicht erfüllen, muss der örtliche Druck nicht anhand des LGS aus Gl. (2.81) bestimmt werden, da dort definitionsgemäß Umgebungsdruck vorherrscht. Dem entsprechend enthält die Indexverteilung an diesen Stellen den Wert 0.

Der Endwert des fortlaufenden Index nach Ausführung des Vorgehens aus Abb. 23, beziehungsweise der Maximalwert der Indexverteilung entspricht der Anzahl der Einzelgleichungen, aus denen sich das LGS aus Gl. (2.81) zusammensetzen muss. Die Elemente der Koeffizientenmatrix \mathbf{K}_{LGS} können über die Indizes i_K und j_K angesprochen werden, wobei für diese gilt:

$$i_K = [1 \dots \max(\mathbf{Ind})] \quad \text{mit } i_K \in \mathbb{N} \quad (2.82)$$

$$j_K = [1 \dots \max(\mathbf{Ind})] \quad \text{mit } j_K \in \mathbb{N} \quad (2.83)$$

Der die Zeile bezeichnende Index i_K entspricht zugleich der Gleichungsnummer im LGS. Anhand des Index j_K kann bestimmt werden, für welches Element des Druckverteilungsvektors der Koeffizient in der durch i_K bezeichneten Gleichung wirksam ist. Das Vorgehen zur Bestimmung der Koeffizientenmatrix \mathbf{K}_{LGS} und des Residuumsvektors \vec{f}_{Res} für Gl. (2.81) ist schematisch in Abb. 24 dargestellt.

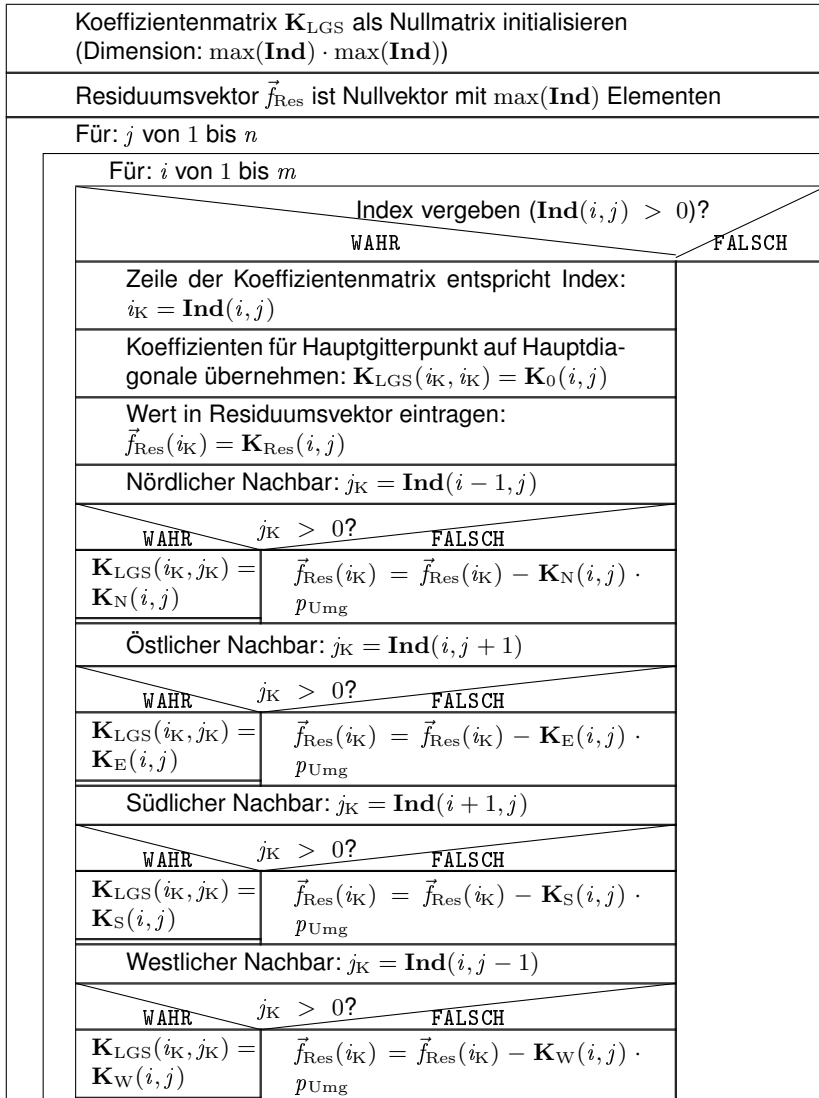


Abb. 24.: Erzeugung der Koeffizientenmatrix: Schematischer Ablauf zur Erzeugung der Koeffizientenmatrix \mathbf{K}_{LGS} des LGS aus Gl. (2.81).

Die Koeffizientenmatrix \mathbf{K}_{LGS} wird als Nullmatrix der Dimension $\max(\mathbf{Ind}) \cdot \max(\mathbf{Ind})$ initialisiert, auch der Residuumsvektor \vec{f}_{Res} wird als Nullvektor mit $\max(\mathbf{Ind})$ Elementen angelegt. In zwei Schleifen, mit den Zählindizes i und j ,

wird das Hauptgitter durchlaufen und bestimmt, ob für das jeweilige Element in der Indexverteilung ein von Null abweichender Wert eingetragen wurde. Ist dies der Fall, ist das Element allseitig von Zwischengitterpunkten umgeben, für die eine Spaltweite definiert ist, es liegt innerhalb des Überlappungsbereiches der Kontaktflächen. Nur für diese Elemente erfolgt eine hydrodynamisch bedingte Druckänderung, weshalb ihr lokaler Druckwert anhand einer Gleichung des LGS bestimmt werden muss. Die relevante Gleichung (als Zeile des LGS) wird anhand des Indizes $\text{Ind}(i, j)$ bestimmt und dem Zeilenindex der Koeffizientenmatrix i_K zugewiesen.

Der Einflusskoeffizient des Druckes am jeweils betrachteten Hauptgitterpunkt $\mathbf{K}_0(i, j)$ wird auf der Hauptdiagonalen der Koeffizientenmatrix \mathbf{K}_{LGS} eingetragen. Das der aktuellen Gleichung zuzuordnende Element des Residuumsvektors $\vec{f}_{\text{Res}}(i_K)$ erhält die druckunabhängigen Anteile aus Gl. (2.74) zugewiesen, die in $\mathbf{K}_{\text{Res}}(i, j)$ hinterlegt sind.

Zur Abbildung des Einflusses der vier benachbarten Elemente der Druckverteilung wird zunächst jeweils der zugewiesene Index bestimmt und dem Spaltenindex der Koeffizientenmatrix j_K zugewiesen. Ist dieser Wert Null, liegt das entsprechende Nachbarfeld nicht vollständig im Überlappungsbereich der Kontaktpartner und es herrscht Umgebungsdruck vor. In diesem Fall existiert für dieses Element kein eigener Eintrag im Druckverteilungsvektor, weshalb das Produkt aus Umgebungsdruck $p_{\text{Um}}g$ und entsprechendem Einflusskoeffizienten ($\mathbf{K}_N(i, j)$, $\mathbf{K}_E(i, j)$, $\mathbf{K}_S(i, j)$ oder $\mathbf{K}_W(i, j)$) vom Zeileneintrag des Residuumsvektors an der Stelle i_K abgezogen werden muss. Ist das betrachtete Nachbarelement hingegen Teil des Überlappungsbereiches, so erfolgt die Eintragung des entsprechenden Einflusskoeffizienten an der durch j_K beschriebenen Stelle der Koeffizientenmatrix $\mathbf{K}_{\text{LGS}}(i_K, j_K)$.

2.7.5. Implizite Lösung der REYNOLDS'schen Differentialgleichungen

Die Lösung der REYNOLDS'schen-Differentialgleichungen erfolgt durch die Lösung des LGS aus Gl. (2.81), wobei sich dessen Ergebnis zunächst als eindimensionaler Druckverteilungsvektor \vec{p} darstellt:

$$\vec{p} = \mathbf{K}_{LGS} \setminus \vec{f}_{res}$$

(2.84)

Die Übertragung des Ergebnisses in eine zweidimensionale Druckverteilung im Hauptgitter \mathbf{p}_0 erfolgt wiederum auf Basis zweier geschachtelter Schleifen und der Indexverteilung \mathbf{Ind} , wie in Abb. 25 schematisch dargestellt.

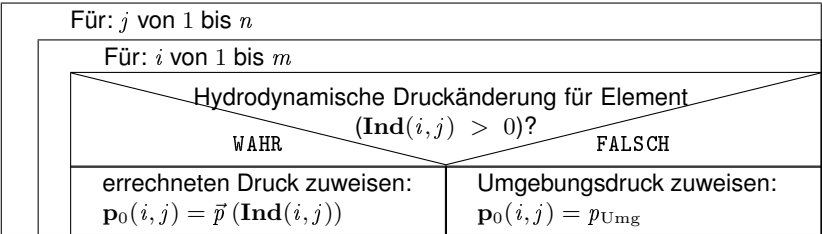


Abb. 25.: Erzeugung der Druckverteilung: Anhand der gem. Abb. 23 bestimmten Indexverteilung \mathbf{Ind} gelingt die Zuordnung der Elemente des Druckverteilungsvektors \vec{p} in das Berechnungsgitter.

Die Indexverteilung wird elementweise durchlaufen, wobei für jedes Element geprüft wird, ob ein von Null abweichender Index zugewiesen wurde. Ist dies der Fall, gibt der Index $\mathbf{Ind}(i,j)$ an, welches Element des Druckverteilungsvektors $\vec{p}(\mathbf{Ind}(i,j))$ an der aktuellen Position der Druckverteilung $\mathbf{p}_0(i,j)$ gespeichert werden muss. Für Hauptgitterelemente bei denen $\mathbf{Ind}(i,j) = 0$ erfüllt ist, gilt definitionsgemäß $\mathbf{p}_0(i,j) = p_{Umg}$.

2.7.6. Kavitationsrandbedingung

Beim Einlauf in den Kontaktbereich steigt der Druck im Schmierstoff infolge der geometriebedingten Volumenreduktion an. Nach Durchquerung des engen Schmierpaltes weitet sich der dem Fluid zur Verfügung stehende Raum

wieder auf und der Druck fällt ab. Rechnerisch können sich hierbei negative Druckwerte ergeben, da dem Rechenmodell eine vollständige Füllung des Spaltes durch den Schmierstoff und die Einhaltung der Kontinuitätsgleichung zugrunde liegen. Physikalisch ist der Schmierstoff jedoch nicht in der Lage, nennenswerte Zugspannungen zu übertragen, weshalb in diesem Bereich Kavitationseffekte auftreten können.

Sinkt der Druck im Aufweitungsbereich unter den Löslichkeitsdruck einer im Schmierstoff gelösten Gasphase, so perlt diese aus und bildet Gasblasen im Schmierstoff. Wird der Verdampfungsdruck des Schmierstoffs unterschritten, wechselt dieser teilweise den Aggregatzustand von flüssig nach gasförmig und es entstehen Dampfblasen im Fluid. Durch die Blasenbildung stellt sich in beiden Fällen eine zweiphasige Strömung ein, für die der Druck dem Löslichkeits-/Verdampfungsdruck entspricht, eine Absenkung unter diesen Kavitationsdruck erfolgt nicht, solange keine vollständige Phasenumwandlung eingetreten ist.

Zur Abbildung des Kavitationsverhaltens existieren unterschiedliche Ansätze. Mit einigen gelingt die Einhaltung der Kontinuitätsbedingung durch die Anwendung einer Mischdichte für die Gas- und Flüssigkeitsphase im Kavitationsgebiet. Zugunsten einer einfacheren Modellbildung verzichtet der in der vorliegenden Arbeit angewandte Ansatz nach GÜMBEL hierauf, indem festgelegt wird, dass der hydrodynamische Druck grundsätzlich nicht unter den Wert Null sinken kann, auch wenn hierdurch die Massenerhaltung im Modell nicht mehr gegeben ist.

2.8. Bestimmung elastischer Laufflächendeformationen

Die im Kontaktgebiet auftretende Druckverteilung bewirkt eine elastische Deformation der Laufflächen. Hierdurch ergibt sich eine Veränderungen der realen Spaltgeometrie, die wiederum Auswirkungen auf die Druckverteilung hat, beide Größen müssen daher iterativ aufeinander abgestimmt werden (vergl. mittlere Berechnungsschleife in Abb. 8 auf Seite 23).

2.8.1. Elastisches Halbraummodell

Die Verformungswirkung des Druckfeldes auf die Laufflächen soll als Überlagerung der Verformungswirkungen von Einzelkräften dargestellt werden. Als Grundlage für die Verformungsberechnung dient ein Halbraummodell nach BOUSSINESQ, welches die Berechnung von Verformungen an einem beliebigen Auswertepunkt innerhalb eines unendlich ausgedehnten, elastischen Körpers, in Abhängigkeit von dessen Abstand zum als Quellpunkt bezeichneten Ort des Kraftangriffs auf der Oberfläche, ermöglicht. Abb. 26 zeigt schematisch den Angriff einer solchen Einzelkraft F_N auf die Oberfläche eines elastischen Körpers und die durch die Abstandskoordinaten a_x , a_y und a_z beschriebene Lage des Auswertepunktes.

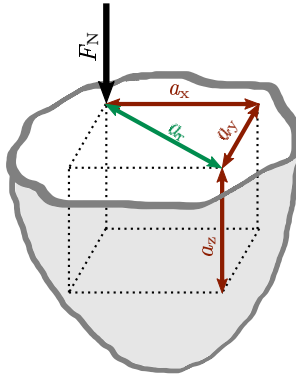


Abb. 26.: Einzelkraft wirkt auf elastischen Halbraum: Modell zur ortsabhängigen Verformungsbestimmung nach BOUSSINESQ.

Die durch die Kraft hervorgerufene Verformung in z-Richtung δ_{z,F_N} (normal zur Oberfläche, auf der der Kraftangriff erfolgt) für diesen Auswertepunkt wird bestimmt durch:

$$\delta_{z,F_N}(a_x, a_y, a_z) = \frac{F_N}{4\pi \cdot G \cdot \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2}} \cdot \left(\frac{a_z^2}{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2} + 2 \cdot (1 - \nu) \right) \quad (2.85)$$

Hierin ist G der Schubmodul, für den allgemein gilt: $G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)}$. Für einen Punkt auf der Oberfläche nimmt die vertikale Abstandskoordinate a_z den Wert Null an, der horizontale Abstand kann beschrieben werden als: $a_r = \sqrt{a_x^2 + a_y^2}$. Unter Verwendung der Definition des Schubmoduls vereinfacht sich Gleichung (2.85) zu:

$$\delta_{z,F_N}(a_x, a_y) = \frac{F_N}{\pi \cdot a_r} \cdot \frac{1 - \nu^2}{E} \quad (2.86)$$

Wobei der Ausdruck $(1 - \nu^2)/E$ anhand von Gl. (2.18) aus den Elastizitätsmodulen und Querkontraktionszahlen der Kontaktpartner bestimmt werden kann.

2.8.2. Gesamtdruckverteilung

Im Bereich der hydrodynamischen Vollschröierung kann die im Kontakt wirkende Druckverteilung allein durch Lösung der REYNOLDS'schen Differentialgleichungen bestimmt werden, wie in Abschnitt 2.7 beschrieben. Reicht die in der gegebenen Lastsituation eintretende minimale Spaltweite allerdings nicht aus, um die technisch rauen Oberflächen vollständig voneinander zu trennen, kommt es zur Berührung und Deformation von Rauheitsspitzen. Jede dieser mikroskopischen Oberflächenverformungen erzeugt eine zusätzliche Normalkraftkomponente, die einer weiteren Verringerung der Spaltweite entgegen wirkt. Durch Summation der Normalkräfte aller in einem Element der Kontaktfläche auftretenden Rauheitsberührungen und deren Bezug auf die Fläche des Kontaktelementes ergibt sich der örtliche Festkörpertragdruck für das Element, welcher ebenfalls Einfluss auf die makroskopische Laufflächendeformation hat.

Im implementierten Berechnungsgang wird die Verteilung des Festkörpertragdrucks p_{FK} anhand einer Kennlinie, welche den Zusammenhang von Spaltweite und Festkörpertragdruck für ein einzelnes Flächenelement oberflächenspezifisch abbildet¹³, für die jeweils aktuelle Spaltweitenverteilung h bestimmt. Da die Spaltweitenverteilung auf dem Zwischengitter definiert ist, die

¹³Die Grundlagen zur Berechnung der Normalkraft infolge von Festkörperberührungen finden sich in den Abschnitten 4.2.4 und 4.2.5. Eine Beschreibung des Vorgehens zur Bestimmung der verwendeten Kennlinie findet sich in Abschnitt 4.3.

Druckwerte aber im Hauptgitter benötigt werden, muss vor deren Bestimmung eine Spaltweitenverteilung h_0 im Hauptgitter berechnet werden, für die gilt:

$$h_0 = \frac{h_n + h_e + h_s + h_w}{4} \quad (2.87)$$

Die deformationswirksame Gesamtdruckverteilung p_{ges} ergibt sich zu:

$$p_{\text{ges}} = p + p_{\text{FK}} - p_{\text{Umg}} \quad (2.88)$$

Hierbei stellt p die hydrodynamische Druckverteilung dar, die sich mit dem in Abschnitt 2.7 beschriebenen Vorgehen bestimmen lässt. Der Umgebungsdruck p_{Umg} wird abgezogen, da dieser bereits bei der Erstellung der unverformten Lauflflächen wirksam ist und somit nur eine Änderung des Druckes gegenüber diesem Wert eine Veränderung der Laufbahngeometrie bewirkt.

2.8.3. Bestimmung der Deformationsverteilung

Das elementweise Flächenintegral der Gesamtdruckverteilung ergibt eine Verteilung der deformationswirksamen Einzelkräfte F_N über dem Kontaktgebiet:

$$F_N = \iint p_{\text{ges}} dA = \int_n^s \int_w^e p_{\text{ges}} dy dx = p_{\text{ges}} \cdot \kappa_{\text{rand}} \cdot \Delta x \cdot \Delta y \quad (2.89)$$

Durch Multiplikation der Gesamtdruckverteilung mit κ_{rand} gehen Flächenelemente des Randbereichs, deren benachbarte Zwischengitterpunkte nicht vollständig definierte Spaltweiten aufweisen, nur mit einer anteilig reduzierten Fläche in die Kraftberechnung ein.

Für jeden Punkt des Zwischengitters (i_Z, j_Z) kann die dort durch die Verteilung des Gesamtdruckes hervorgerufene Gesamtverformung als Superposition aller aus den Einzelkräften resultierenden Verformungen bestimmt werden, wenn der Abstand des Punktes zu allen Hauptgitterpunkten in der Verteilung a_{r,i_Z,j_Z} hinterlegt wird.

$$\delta_{z, \mathbf{p}_{\text{ges}}}(i_Z, j_Z) = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{1 - \nu^2}{E} \cdot \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \frac{\mathbf{p}_{\text{ges}}(i, j) \cdot \Delta y \cdot \Delta x}{\mathbf{a}_{r, i_Z, j_Z}(i, j)} \quad (2.90)$$

Die Punkte des Zwischengitters sind, wie in Abb. 17 auf Seite 45 dargestellt, in einer Koordinatenrichtung gegenüber dem Hauptgitter verschoben und stimmen in der anderen mit diesem überein, sodass horizontale und vertikale Zwischengitterpunkte unterschieden werden können. Für ein Hauptgitter mit $m \times n$ Elementen ergeben sich $m \times (n + 1)$ horizontale und $(m + 1) \times n$ vertikale Zwischengitterpunkte, für die zur Berechnung der Deformation nach Gl. (2.90) jeweils eine Abstandsmatrix mit $m \times n$ Elementen vorgehalten werden müsste. Rechenaufwand und Speicherbedarf steigen hierfür allerdings fast mit der vierten Potenz der Netzfeinheit des Hauptgitters an, weshalb eine derartige Umsetzung schnell unpraktikabel wird.

Für die horizontalen und die vertikalen Zwischengitterpunkte wird daher jeweils eine „vergrößerte Abstandsmatrix“ erzeugt. Die darin enthaltenen Abstände beziehen sich auf den mittleren Zwischengitterpunkt. Die Dimension der „vergrößerten Abstandsmatrizen“ wird so groß gewählt, dass sich aus diesen alle erforderlichen Abstandsmatrizen durch eine Verschiebung des Auswahlbereichs bestimmen lassen. Abb. 27 zeigt im oberen Bildbereich zwei der insgesamt 16 Abstandsmatrizen für die vertikalen Zwischengitterpunkte eines Hauptgitters der Dimension 3×4 mit einer auf 1 normierten Netzfeinheit.

Der untere Bildbereich von Abb. 27 zeigt die „vergrößerte Abstandsmatrix“ der vertikalen Zwischengitterpunkte, in der die Auswahlbereiche zur Bestimmung der beiden oberen Matrizen farblich gekennzeichnet sind. Die Dimension der „vergrößerten Abstandsmatrix“ der vertikalen Zwischengitterpunkte beträgt $2m \times (2n - 1)$, die Dimension der Matrix für die horizontalen Zwischengitterpunkte ist $(2m - 1) \times 2n$. Für das gezeigte Beispiel ergeben sich 82 Abstandswerte, würde hingegen für jeden Zwischengitterpunkt eine eigene Abstandsmatrix bereitgehalten, beliefe sich der Speicherbedarf auf 372 Einträge, bei quasi gleichem Informationsgehalt.

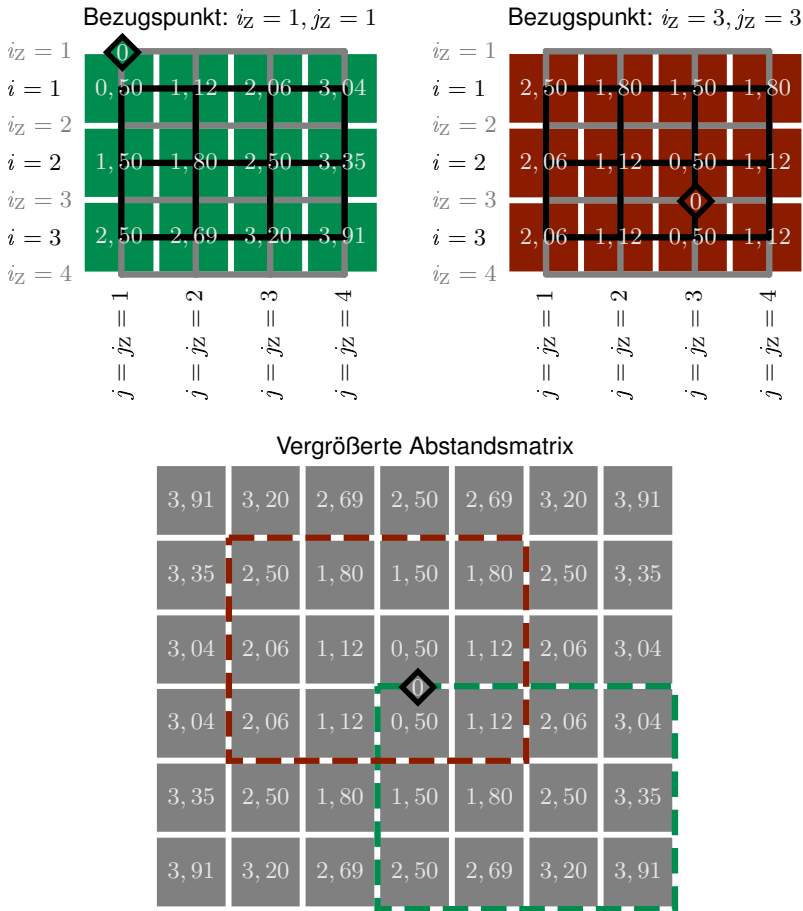


Abb. 27.: Abstandsmatrizen: Die oben dargestellten Abstandsmatrizen der vertikalen Zwischengitterpunkte (1,1) und (3,3) für ein Hauptgitter der Dimension 3 × 4 sind in der unten abgebildeten „vergrößerten Abstandsmatrix“ enthalten.

Ist die sich infolge des Gesamtdruckes ergebende Deformationsverteilung $\delta_{z, \mathbf{p}_{ges}}$ für alle Zwischengitterpunkte bestimmt, können deren Werte mit einem vom Anwender vorgegebenen Anteil der im vorangegangenen Schleifendurchlauf berechneten Verteilung bedämpft werden, um die Stabilität der Berechnung zu erhöhen. Aus der Überlagerung der Deformationsverteilung und der Höhenverteilung der nicht deformierten Kontaktgeometrie \mathbf{z}_a ergibt

sich die makroskopische, elastisch deformierte Kontaktgeometrie, wenn deren Minimalwert auf Null verschoben wird. Durch eine weitere Verschiebung um die minimale Spaltweite h_{\min} lässt sich gem. Gl. (2.12) die Spaltweitenverteilung h für den aktuellen Schleifendurchlauf bestimmen.

2.9. Bestimmung der Lagertragkraft

Auf Basis der gem. Abschnitt 2.8.2 bestimmten Gesamtdruckverteilung lässt sich die Tragkraft des betrachteten Druckkamm-lagers für die aktuelle minimale Schmier-spaltweite h_{\min} als Summe der auf die Gitterelemente wirkenden Einzelkräfte gem. Gl. (2.89) bestimmen.

$$F_T = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \mathbf{F}_N(i, j) = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \mathbf{p}_{\text{ges}}(i, j) \cdot \kappa_{\text{rand}} \cdot \Delta x \cdot \Delta y \quad (2.91)$$

Diese kann in der äußeren Berechnungsschleife, wie in Abschnitt 2.2.3 beschrieben, zur Beurteilung der errechneten Druckverteilung und gegebenenfalls zur Anpassung der minimalen Spaltweite für den nächsten Berechnungsdurchgang verwendet werden.

Stimmen die errechnete Tragkraft und die vorgegebene Axiallast ausreichend gut überein, entspricht die aktuelle minimale Spaltweite der für die Last-situation gesuchten Spaltweite, und die Berechnung kann beendet werden.

2.10. Parameterstudie

Mit Hilfe des vorgestellten Rechenganges lassen sich zu erwartende Spaltweiten für ein vorgegebenes Druckkamm-lager in unterschiedlichen Lastsituationen berechnen. Abb. 28 zeigt exemplarisch das sich auf diese Weise aus der Variation von Last und Antriebsdrehzahl ergebende Spaltweitenkennfeld für ein Druckkamm-lager.

Der dem Kennfeld aus Abb. 28 zugrunde liegende Geometriedatensatz entspricht dem später in Kapitel 3 verwendeten Prüflingstyp F0. Er besteht aus zwei 15 mm breiten, ebenen Laufflächen mit einem Neigungswinkel von 0,75 °.

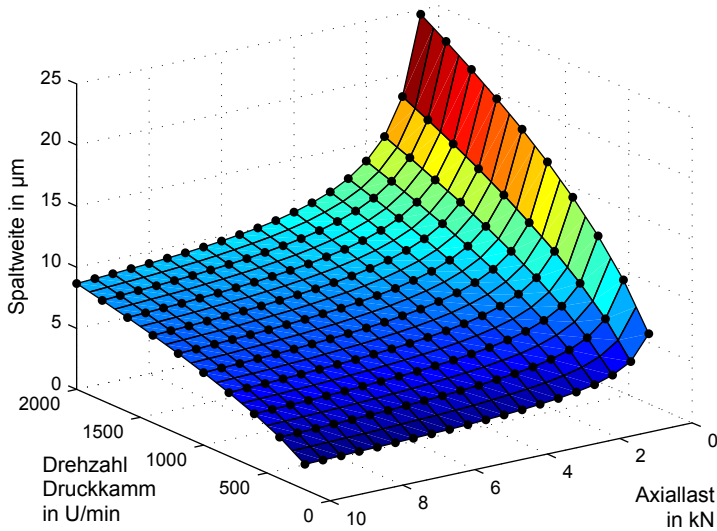


Abb. 28.: Berechnetes Spaltweitenkennfeld: Für ein Druckkamm Lager mit ebenen Laufflächen (Neigungswinkel: $0,75^\circ$) und 15 mm Laufbahnbreite bei 10 % Schlupf. Eine tabellarische Zusammenfassung der dargestellten Werte findet sich in Tab. 5 in Anhang A.1.

Die Spaltweitenberechnung erfolgte für ein angenommenes Schlupfverhältnis von 10 %. Es ist deutlich erkennbar, dass die Spaltweite mit zunehmender Geschwindigkeit ansteigt und mit steigender Last absinkt. Diese Beobachtung deckt sich sowohl mit der allgemeinen Erwartung für hydrodynamische Gleitlager als auch mit dokumentierten Ergebnissen aus dem Bereich der Druckkammtechnik [Lan82b, Bar93, Cab15].

Durch den Vergleich unterschiedlicher Kennfelder gelingt die Beurteilung der zugehörigen Druckkamm Lager hinsichtlich ihrer Fähigkeit zum Schmierfilmaufbau. Im Folgenden werden exemplarisch Kennfelder oder errechnete minimale Spaltweiten für einige Lastpunkte mit den Werten aus dem Kennfeld aus Abb. 28 verglichen, um den Einfluss der variierten Parameter auf die Lagertragfähigkeit zu beurteilen.

2.10.1. Neigungswinkel

Bereits die älteste bekannte Literaturquelle [BBC24] zum Thema Druckkamm nennt die kegelförmige Ausführung der Laufflächen zweckmäßig, um eine bessere Öltragschicht zu erhalten. [Lan82b, Bild 9] zeigt einen Verlauf der Tragkraft über dem Laufflächenneigungswinkel, diese steigt zunächst steil mit dem Winkel an, bevor nach dem Überschreiten eines Maximalwertes ein moderaterer Abfall erfolgt. Für die Lage des relativen Tragkraftmaximums wird der Wertebereich von $0,5^\circ \dots 2,5^\circ$ angegeben.

Für den in Abb. 28 betrachteten Lastbereich wurden zusätzlich Spaltweiten für Druckkammlager mit Neigungswinkeln von $0,10^\circ$, $0,25^\circ$, $0,50^\circ$ und $1,00^\circ$ berechnet¹⁴. Die Ergebnisse bestätigen bei punktueller Auswertung prinzipiell den von [Lan82b] skizzierten Tragkraft-Neigungswinkelverlauf. Es zeigt sich allerdings, dass es keinen optimalen Neigungswinkel für alle Last-Drehzahl-Kombinationen gibt, da alle untersuchten Neigungswinkel in bestimmten Bereichen des Last-Drehzahl-Gebietes die größte Spaltweite hervorrufen. In Abb. 29 wurden die erhaltenen Kennfelder in einem Diagramm abgebildet, bei dem die Betrachtungsrichtung normal zur Last-Drehzahl-Ebene gewählt wurde¹⁵, sodass sich eine Karte ergibt, die kennzeichnet, mit welchem Neigungswinkel jeweils die größte Spaltweite bestimmt wurde.

Als grobe Tendenz lässt sich erkennen, dass für relativ geringe Lasten und niedrige Drehzahlen kleine Neigungswinkel die besseren Ergebnisse erzielen, während sich das Maximum der minimalen Spaltweite für steigende Lasten und Drehzahlen zu stärker geneigten Flächen verschiebt.

¹⁴Eine Übersicht der errechneten Spaltweiten findet sich in Tab. 5 bis Tab. 9 in Anhang A.

¹⁵Eine Darstellung der Kennfelder entsprechend der Orientierung aus Abb. 28 findet sich in Abb. 70 in Anhang A.

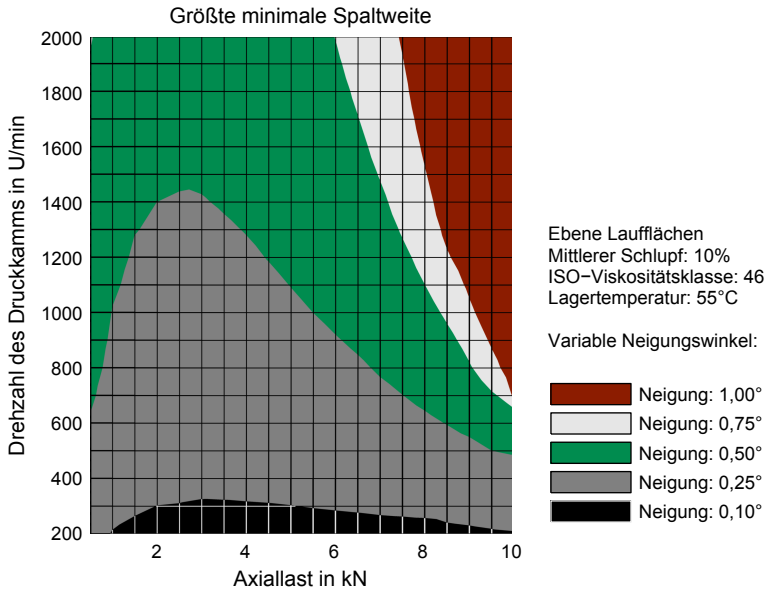


Abb. 29.: Karte der größten minimalen Spaltweite für unterschiedliche Neigungswinkel: Zuordnung der Neigungswinkel zu den Lastregionen, in denen die größte minimale Spaltweite erreicht wurde.

2.10.2. Schlupf

Die im folgenden dargestellten Variationsrechnungen sollen den Einfluss des Schlupfes auf die minimale Spaltweite aufzeigen. Als Basis der Variationen dient das zur Erstellung des Kennfeldes aus Abb. 28 verwendete Druckkamm-lager. Um die zu untersuchenden Einflüsse exemplarisch aufzeigen zu können, werden die Variationsrechnungen für die drei dem Kennfeld entnommenen Betriebspunkte aus Tab.1 durchgeführt.

Der nach Gl. (1.2) definierte Schlupf stellt das Verhältnis der Differenzgeschwindigkeit zur Summengeschwindigkeit dar. Da beide Geschwindigkeiten ihren Wert mit dem Abstand zur Rotationsachse ändern, hängt das sich im Lager einstellende Schlupfverhältnis ebenfalls von der Position bezüglich der Getriebeachsen ab. Für einen Punkt auf der Berührlinie der idealisierten Ke-

Tab. 1.: Exemplarische Betriebspunkte für Variationsrechnungen

Betriebspunkt	Drehzahl des Druckkamms in U/min	Axiallast in kN	Spaltweite im Referenzfall in μm
-			
A	1800	3	11,26
B	1200	6	7,37
C	600	9	4,58

gelflächen, welcher durch die Laufbahnradien $r_{\text{LB,DK}}$ und $r_{\text{LB,AR}}$ beschrieben wird, lässt sich ein Übersetzungsverhältnis des Druckkamms i_{DK} bestimmen:

$$i_{\text{DK}} = \frac{r_{\text{LB,AR}}}{r_{\text{LB,DK}}} \quad (2.92)$$

Unter Verwendung der Getriebeübersetzung i_{Get} ergibt sich für das Schlupfverhältnis:

$$S = \frac{1 - i_{\text{DK}} \cdot i_{\text{Get}}}{1 + i_{\text{DK}} \cdot i_{\text{Get}}} \quad (2.93)$$

Sofern nicht anderes angegeben, wird in dieser Arbeit das sich in der Mitte der Kontaktfläche ergebende Schlupfverhältnis als Schlupf bezeichnet¹⁶. Gemäß Gl. (2.93) kann das Schlupfverhältnis sowohl über die Getriebeübersetzung als auch über das Verhältnis der mittleren Laufflächendurchmesser des Druckkamm-lagers beeinflusst werden.

Variation des Schlupfes bei konstanter Druckkammgeometrie

In der ersten Variationsrechnung werden geometrische Abmessungen der Lagerlaufflächen nicht verändert, weshalb auch die Druckkammübersetzung (für das Referenzlager gilt: $i_{\text{DK}} = 1$) konstant ist. Um dennoch eine Anpassung des Schlupfes zu erhalten, muss gemäß Gl. (2.93) das Drehzahlverhältnis angepasst werden. Diese Veränderung entspricht einer Änderung der Getriebeübersetzung und erscheint daher nicht sehr praxisnah. Sie stellt aber eine Möglichkeit dar, den mittleren Schlupfwert anzupassen, ohne gleichzeitig andere,

¹⁶In der Mitte der Kontaktfläche gilt für das Übersetzungsverhältnis der Laufbahnradien:

$$i_{\text{DK}} = \frac{r_{\text{M,AR}}}{r_{\text{M,DK}}}$$

tribologisch relevante Geometriegrößen, wie etwa die Krümmungsradien der Laufflächen, zu beeinflussen.

Abb. 30 zeigt den Einfluss des Schlupfes auf die errechnete Spaltweite unter Beibehaltung der Laufflächengeometrie für die drei Lastpunkte aus Tab. 1. Zugunsten einer geeigneten Skalierung werden die errechneten Spaltweiten als relative Änderungen, bezogen auf die mit der Referenzkonfiguration bestimmten Werte, dargestellt. Die Absolutwerte und die der Abbildung zugrunde liegenden relativen Spaltweiten fasst Tab. 10 aus Anhang A zusammen.

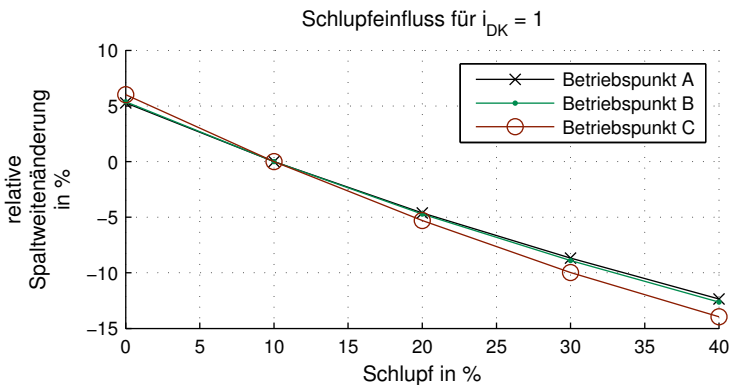


Abb. 30.: Einfluss des Schlupfes bei konstanter Laufflächengeometrie: Darstellung der relativen Spaltweitenänderung bezogen auf die mit dem Referenzlager bestimmten Werte.

Für alle drei dargestellten Betriebspunkte ergibt sich übereinstimmend eine deutliche Absenkung der Spaltweite mit zunehmendem Schlupfwert. Die betrachteten Lastpunkte sind jeweils durch eine konstante Druckkamm- und somit Ritzelwellendrehzahl gekennzeichnet. Eine Variation der Getriebeübersetzung zur Einstellung der zu untersuchenden Schlupfverhältnisse führt für zunehmende Werte zu einer Absenkung der Radwellendrehzahl des imaginären Getriebes. Hieraus resultiert nicht nur eine Zunahme der Differenzgeschwindigkeit, sondern auch eine Reduktion der für den Schmierfilmaufbau erforderlichen Summengeschwindigkeit. Es ist anzumerken, dass die konstruktive Umsetzung eines Schlupfwertes von 0 % im realen Getriebe nur anspruchsvoll zu realisieren ist, da sich unter den gegebenen geometrischen Randbedingungen Teile der Lauffläche mit dem Wälzkreis des Getriebes überlagern.

Variation des Schlupfes bei konstanter Getriebeübersetzung und Laufbahnbreite

Als zweite Möglichkeit der Schlupfvariation werden bei konstanter Getriebeübersetzung die mittleren Laufflächendurchmesser angepasst, sodass sich die Druckkammübersetzung i_{DK} ändert. In diesem Fall wird die Lage des Druckkammkontaktes in einem Getriebe mit konstanter Übersetzung¹⁷ bei ebenfalls konstanter Kontaktbreite variiert, um das Schlupfverhältnis im Lager zu verändern. Abb. 31 zeigt den Einfluss dieser Schlupfanpassung anhand der relativen Spaltweitenänderung - die der Abbildung zugrunde liegenden Werte sowie die absoluten Spaltweiten finden sich in Tab. 11 in Anhang A.

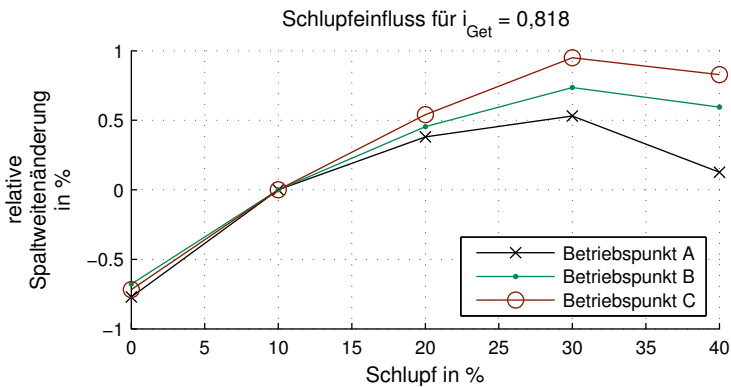


Abb. 31.: Einfluss des Schlupfes bei konstanter Getriebeübersetzung: Darstellung der relativen Spaltweitenänderung bezogen auf die mit der Referenzkonfiguration bestimmten Werte.

Im Vergleich zur Änderung der Getriebeübersetzung fällt der Einfluss der geänderten Laufflächenradien im betrachteten Schlupfbereich deutlich geringer und weniger eindeutig aus. Tendenziell ist für alle drei Lastpunkte ein Anstieg der Spaltweiten über zunehmendem Schlupf erkennbar. Dieser korreliert prinzipiell mit einem Anstieg der in der Mitte der Laufflächen zu bestimmten Summengeschwindigkeit bei steigender Druckkammübersetzung i_{DK} . Im Bereich hoher Schlupfwerte kommt es jedoch zum Abknicken und anschließendem Absinken der relativen Spaltweitenänderungen. Ein möglicher Grund

¹⁷Die Getriebeübersetzung beträgt für die hier präsentierten Rechnungen entsprechend der Referenzkonfiguration: $i_{Get} = (100\% - 10\%) / (100\% + 10\%) \approx 0,81818$.

ist, dass sich mit dieser Übersetzung auch einige weitere tribologisch relevante Geometriegrößen ändern, sodass mit dem Auftreten sich überlagernder, teilweise gegenläufiger Effekte zu rechnen ist. Beispielsweise bewirkt die „Verschiebung“ des Druckkamlagers innerhalb des imaginären Getriebes eine Änderung der reduzierten Kontaktkrümmung in Laufrichtung $r_{\text{red},x}$ ¹⁸, welche über das Differential $\partial h/\partial x$ den hydrodynamischen Schmierfilmaufbau gemäß Gl. (2.8) beeinflusst (siehe hierzu Abb. 72 in Anhang A). Zur exemplarischen Illustration einiger solcher Einflüsse sind in Tab. 11 auch die sich für die jeweiligen Schlupfwerte ergebenden Übersetzungsverhältnisse der Laufbahnmittenradien, die dort auftretende Summengeschwindigkeit und die Krümmung in Laufrichtung angegeben. Ein weiterer Effekt der „Verschiebung“ des Druckkamlagers in radialer Richtung ist die Veränderung der Form des Überlappungsbereiches von Druckkamm- und Anlauffläche, in dem der hydrodynamische Druckaufbau erfolgt. In Tab. 12 und Abb. 73 finden sich weitere Berechnungsergebnisse für eine Getriebeübersetzung, bei der die Referenzkonfiguration des Druckkamlagers einen Schlupf von 20 % erreicht, die die hier dargestellten Beobachtungen stützen.

2.10.3. Laufbahnbreite

Die Tragkraft eines Druckkamlagers ergibt sich als Flächenintegral der Tragdruckverteilung. Die Größe der Kontaktfläche wird wesentlich von der Laufbahnbreite, beziehungsweise der Breite des Überlappungsbereiches der Laufflächen bestimmt, welche somit auch einen deutlichen Einfluss auf die Tragkraft haben sollte. Aufgrund der Abhängigkeit tribologisch relevanter Geometriegrößen vom radialen Abstand zu ihrer jeweiligen Rotationsachse ergeben sich abweichende Schmierungsvoraussetzungen im Bereich der Laufbahnkanten verglichen mit der Kontaktmitte; dieser Effekt wird mit zunehmender Laufbahnbreite verstärkt. Die folgenden Variationsrechnungen sollen den Einfluss der Laufbahnbreite auf die zu erwartende minimale Spaltweite für die in Tab. 1 genannten Lastsituationen zeigen. Hierfür wird zunächst die Laufbahnbreite bei konstantem Schlupfverhältnis in der Kontaktmitte betrachtet, ein zweiter Berechnungssatz zeigt den zu erwartenden Einfluss der Breite, wenn der Innenradius der Druckkammlauffläche durch geometrische Gegebenheiten festgelegt

¹⁸Für die Referenzkonfiguration mit $i_{\text{DK}} = 1$ ergibt sich gemäß Gl. (2.21) der maximal mögliche reduzierte Krümmungsradius in Kontaktlängsrichtung.

ist, wie dies typischerweise bei Lagerentwürfen für bestehende Verzahnungsstufen der Fall ist.

Variation der Laufbahnbreite bei konstantem mittlerem Schlupf

Um ein konstantes Schlupfverhältnis in der Mitte der Lauffläche bei variabler Laufbahnbreite zu erhalten, müssen sich die Abstände der Außenkanten zur Laufbahnmitte jeweils um den selben Betrag ändern. Abb. 32 zeigt die sich für verschiedene Laufbahnbreiten ergebende minimale Spaltweite bezogen auf den mit der Referenzkonfiguration (Laufbahnbreite: 15 mm) erreichten Wert für drei Betriebssituationen.

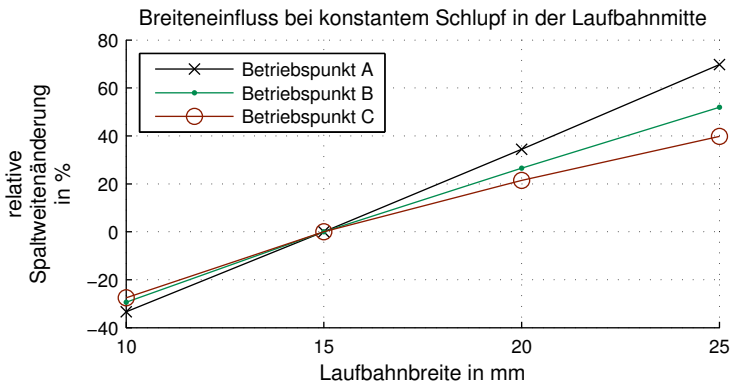


Abb. 32.: Einfluss der Laufbahnbreite bei konstantem mittlerem Schlupfverhältnis: Darstellung der errechneten Spaltweitenänderung gegenüber dem Referenzlager.

Erwartungsgemäß steigt die errechnete minimale Spaltweite für alle drei Lastfälle mit der Laufbahnbreite an. Je geringer der Kontakt belastet ist, desto stärker wirkt sich die Laufbahnbreite auf die minimale Spalthöhe aus (steilster Anstieg für Lastsituation A, geringster Gradient für Lastpunkt C).

Neben den der Abbildung zugrunde liegenden Spaltweiten sind in Tab. 13 und Abb. 74 aus Anhang A auch die sich in der Laufbahnmitte sowie an den Laufbahnrändern ergebenden Schlupfverhältnisse dargestellt. Das negative Schlupfverhältnis am ritzelseitigen Laufbahnrand für eine Breite von 25 mm

zeigt, dass in dieser Konfiguration das Lager bereits in den Wälzkreis des Getriebes (hier: $i_{\text{Get}} \approx 0,818$) hineinragt, was in der Praxis nur mit erhöhtem konstruktiven Aufwand zu realisieren ist.

Variation der Laufbahnbreite bei konstantem Innendurchmesser der Druckkammlaufläche

Typischerweise werden Druckkammlager so ausgelegt, dass der Innendurchmesser der Druckkammlaufläche auf der Berührlinie radial über den Fußkreis der Radverzahnung hinausragt, aber dennoch möglichst nah am Wälzkreis des Getriebes angeordnet ist. Eine Variation der Laufbahnbreite geht in diesem Fall mit einer Veränderung der Lage der Lauflächenmitte und dem dort vorherrschenden Schlupfverhältnis einher. Abb. 33 zeigt die errechneten relativen Änderungen der minimalen Spaltweite bei einer solchen Variation der Laufbahnbreite.

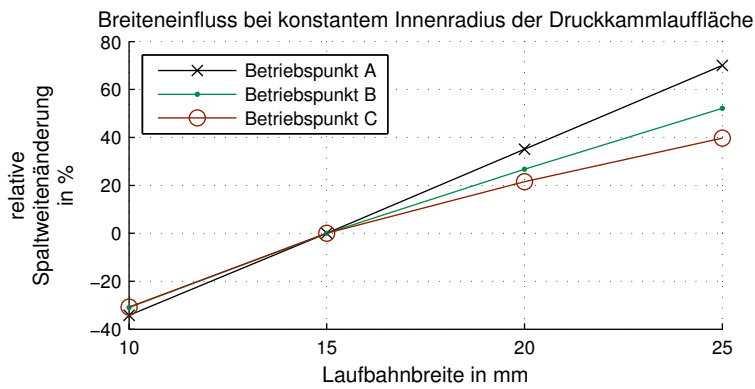


Abb. 33.: Einfluss der Laufbahnbreite bei konstantem Innendurchmesser der Druckkammlaufläche: Darstellung der errechneten Spaltweitenänderung gegenüber dem Referenzlager.

Wie bereits in Abb. 32 ist auch in Abb. 33 erwartungsgemäß ein deutlicher Anstieg der errechneten, minimalen Spaltweiten mit der Laufbahnbreite zu erkennen. Der Vergleich von Abb. 32 und Abb. 33 zeigt kaum einen Unterschied der errechneten Spaltweitenverläufe, was den Schluss nahe legt, dass

die unterschiedlichen Schlupfsituationen für die betrachteten Last- und Geometrieconfigurationen einen geringeren Einfluss auf die minimale Spaltweite haben, als die Laufbahnbreite selbst.

Tab. 14 und Abb. 75 aus Anhang A zeigen neben den Spaltweiten auch die örtlichen Schlupfverhältnisse an den Laufbahnrändern und in der Kontaktmitte. Es wird deutlich, dass in dieser Konfiguration der Schlupf mit steigender Laufbahnbreite höhere Werte annimmt, als dies bei konstantem Verhältnis der mittleren Laufbahnradialen der Fall ist. Hinsichtlich möglicher viskoser Reibungsverluste scheint sich hier ein deutlicher Nachteil abzuzeichnen. Es sei zudem darauf hingewiesen, dass in den hier vorliegenden Simulationsrechnungen ideal ausgerichtete Laufflächen betrachtet wurden. Die Auswirkungen einer möglichen Verkipfung der Laufflächen gegeneinander, wie sie beispielsweise aus Wellendurchbiegungen oder Fertigungstoleranzen entstehen kann, wurden nicht abgebildet. Da dieser Einfluss ebenfalls mit der Laufbahnbreite an Bedeutung gewinnt, muss in der Praxis berücksichtigt werden, dass er gegebenenfalls den erhofften Vorteil einer Laufflächenverbreiterung mindern kann.

2.11. Anwendungsbeispiel: Lastangepasste Auswahl der Lagergeometrie

Für den sicheren und dauerhaft verschleißarmen Betrieb eines Druckkamm-lagers ist dessen Einsatz im Bereich der Vollschnierung erforderlich. Dieser Bereich ist dadurch gekennzeichnet, dass der Schmierfilm in jedem Punkt des Kontaktgebietes ausreichend stark ist, um die technisch rauen Oberflächen der Kontaktpartner vollständig voneinander zu trennen. Erfahrungen mit quasi stationär betriebenen, druckkammgelagerten Getrieben zeigen jedoch, dass es bei diesen, obwohl sich deren Betriebspunkt deutlich im Vollschnierungsbereich befindet, zur Bildung von Schäden kommt, wenn die Anlagen hochgefahren oder angehalten werden und das Lager hierbei den Mischreibungsbereich durchqueren muss.

Auf Basis der in Abschnitt 2.10.1 bestimmten Kennfelder soll gezeigt werden, wie die Auswahl geeigneter Geometrieparameter durch den Vergleich der Simulationsergebnisse lastangepasst erfolgen kann. Wird zunächst angenom-

men, dass das Lager in einem Getriebe eingesetzt werden soll, dessen Betriebspunkt durch eine Ritzelwellendrehzahl von 1200 U/min und einer axialen Lagerbelastung von 9 kN gekennzeichnet ist, so ergäbe sich gemäß der Simulationsrechnungen die größte minimale Spaltweite für ein Lager mit einem Neigungswinkel von 1,0 ° (siehe Abb. 29).

Für den Eintritt in die Vollschrrierung ist allerdings nicht die minimale Spaltweite am Betriebspunkt von Bedeutung, sondern das Überschreiten jener kritischen Spaltweite, bei der der Schmierfilm die Oberflächen vollständig zu trennen vermag. Werden aus den mittels der Simulation gewonnenen Spaltweitenkennfeldern jene Datenbereiche extrahiert, bei denen die errechnete minimale Spaltweite der kritischen Spaltweite entspricht, ergeben sich Grenzlinien, die den Übergang von Mischreibung- und Vollschrrierungsgebiet kennzeichnen. In Abb. 34 sind derartige Grenzlinien exemplarisch für eine angenommene kritische Spaltweite von 5 µm dargestellt.

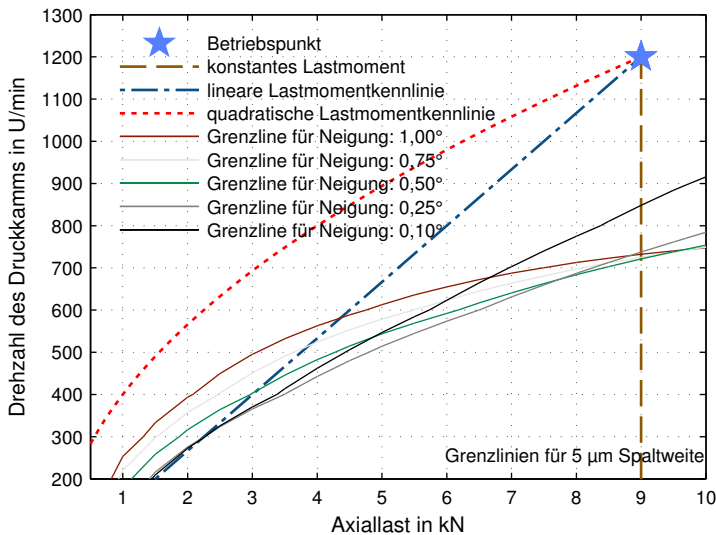


Abb. 34.: Grenzlinien für den Übergang in die Vollschrrierung: Linien gleicher Spaltweite für die in Abschnitt 2.10.1 bestimmten Kennfelder zur Beurteilung des Übergangspunktes für unterschiedliches Last-Drehzahlverhalten.

Neben den Grenzlinien zeigt Abb. 34 auch drei mögliche Last-Drehzahl-Verläufe, wie sie je nach Art der Anlage in der das Getriebe eingesetzt wird, während eines Anfahrvorgangs auftreten könnten. Für den Fall einer drehzahlunabhängigen Last (einfache gestrichelte Linie), wie sie beispielsweise in Bandförderanlagen oder bei Winden von Hebezeugen auftritt, schneidet die Kennlinie zuerst die Grenzlinie für $0,5^\circ$ Laufflächenneigung. Diese Geometrievariante erreicht somit als erste den Vollschmierungszustand und ist für diesen Anwendungsfall am geeignetsten. Wird hingegen ein linearer Anstieg des Lastmomentes (und der damit einhergehenden Axialbelastung des Lagers) mit der Drehzahl angenommen, wie dies beispielsweise beim Betrieb von Generatoren der Fall ist, ist ein noch deutlicherer Einfluss erkennbar. Die in Abb. 34 als Strich-Punkt-Linie dargestellte Kennlinie schneidet bereits bei einer Ritzelwellengeschwindigkeit von unter 300 U/min die Grenzlinie für $0,1^\circ$ Laufflächenneigung und tritt somit in den Bereich der Vollschmierung ein. Ein Lager mit $1,0^\circ$ Laufflächenneigung würde in diesem Fall erst oberhalb von 550 U/min die Vollschmierung erreichen, obwohl es im eigentlichen Betriebspunkt die größere minimale Spaltweite aufweist. Die dritte Kennlinie (gepunktet) bildet einen quadratischen Zusammenhang von Last und Drehzahl ab, wie er beispielsweise für eine Pumpe oder einen Verdichter zu erwarten ist. Diese Kennlinie liegt im betrachteten Bereich für alle Geometrievarianten durchgängig im Vollschmierungsgebiet. Anhand der Simulationsdaten lässt sich dennoch eine klare Empfehlung ableiten, wenn, wie in Abb. 35 für alle drei Kennlinien dargestellt, die „Entwicklung“ der minimalen Spaltweite entlang der Last-Drehzahl-Kennlinie für die verschiedenen Geometrievarianten verglichen wird.

Im unteren Diagramm aus Abb. 35 finden sich die minimalen Spaltweiten für die verschiedenen Geometrievarianten, wenn ein quadratischer Zusammenhang von Last und Drehzahl unterstellt wird. Es zeigt sich zunächst ein Absinken der Spaltweiten mit der Drehzahl, da die Last schneller anwächst als die Tragfähigkeit der Lager. Für die Lager mit größerem Neigungswinkel (kleineren Krümmungsradien und damit höherer Keilwirkung) ist bei höheren Drehzahlen bereits ein erneutes Ansteigen der Spaltweite mit der Drehzahl zu erkennen, am Betriebspunkt besitzt das Lager mit einer Laufflächenneigung von $1,0^\circ$ die größte Spaltweite. Dennoch sollte für diesen Lastfall die Geometrievariante mit einem Neigungswinkel von $0,5^\circ$ bevorzugt werden, da sich für deren Spaltweiten-Drehzahl-Verlauf das größte Minimum und somit die höchste Spaltweitenreserve gegenüber der kritischen Spaltweite einstellt.

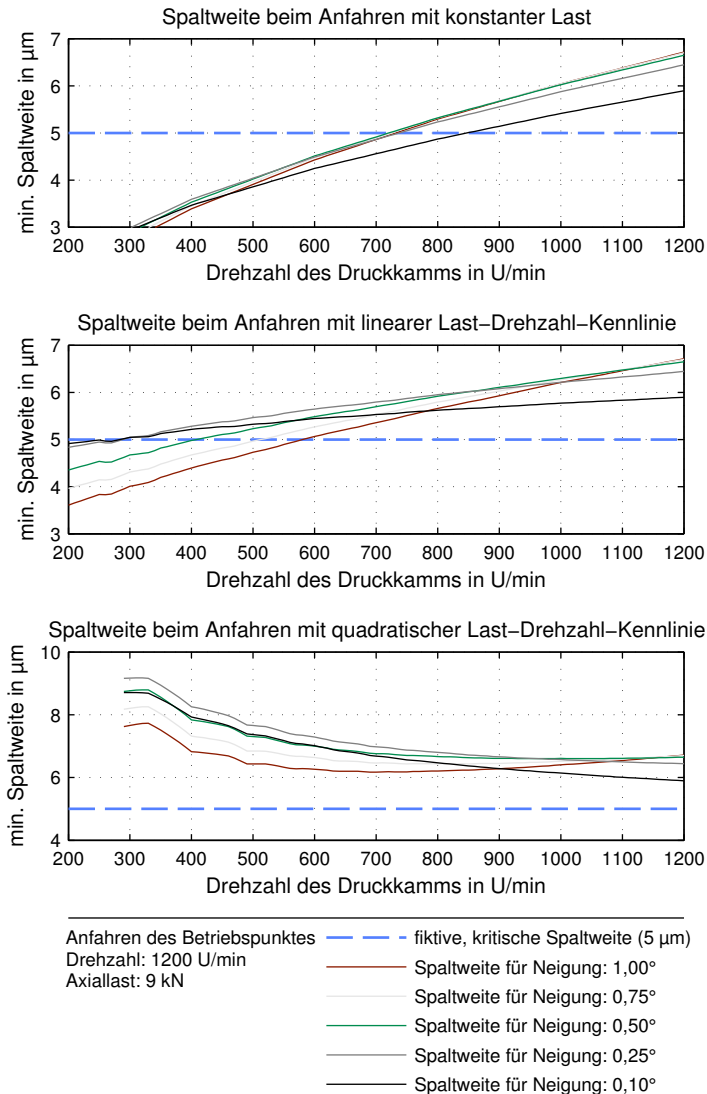


Abb. 35.: Spaltweiten während eines Anfahrvorgangs: Vergleich unterschiedlich geneigter Laufbahngeometrien unter Annahme einer konstanten Last (oben), einer linear mit der Drehzahl ansteigenden Last (mitte) und eines quadratischen Last-Drehzahl-Zusammenhanges (unten).

Das gezeigte Beispiel soll illustrieren, dass eine pauschale Geometriefestlegung für Druckkammlager nicht zielführend ist und welche Möglichkeiten das hier vorgestellte Berechnungsverfahren für eine individuelle, lastangepasste Auslegung bietet. Die experimentellen Untersuchungen des folgenden Kapitels dienen der quantitativen Erfassung des Übergangsverhaltens von Druckkammlagern. Sie wurden parallel zur Entwicklung des in diesem Kapitel vorgestellten Modells ausgeführt, die gewonnenen Erkenntnisse erwiesen sich als hilfreich, um mittels der Simulation beobachtete Effekte überprüfen und validieren zu können, sodass nun eine solide Berechnungsmethodik zur Verfügung steht.

3. Experimentelle Untersuchungen zum Erreichen der Vollschnierung

Während Druckkammrager bereits seit langem erfolgreich in Betriebssituationen mit gesicherter Vollschnierung eingesetzt werden [BBC24], kommt es beispielsweise bei Turbomaschinen noch heute zu Ausfällen, wenn die Druckkammragerung während Anfahr- oder Bremsvorgängen (insbesondere während Notabschaltungsprozeduren) das Mischreibungsgebiet durchläuft. Ursächlich hierfür erscheint der Umstand, dass in niedrigen Drehzahlbereichen kein ausreichend starker Schmierfilm mehr aufgebaut wird und es somit zumindest zu partiellen Festkörperberührungen zwischen den Kontaktpartnern kommt. Zielstellung der experimentellen Untersuchungen besteht daher darin, einerseits die Vorhersagen der Simulation aus Abschnitt 2.10 zu überprüfen und andererseits diejenigen Druckkammkonfigurationen zu identifizieren, welche bereits bei geringen Drehzahlen einen Übergang in den sicheren Betriebsbereich der Vollschnierung gestattet.

3.1. Prüfstand

Der für die experimentellen Untersuchungen zum Vollschnierungsbeginn eingesetzte Prüfstand wurde durch [Tho09] beschrieben. Die konstruktive Gestaltung basiert im Wesentlichen auf der Arbeit von MÄRTIN [Mär09], weshalb ihre kurze Beschreibung in Unterabschnitt 3.1.1 der Vollständigkeit dient, allerdings nur die in Unterabschnitt 3.1.2 dargestellte funktionelle Erweiterung (siehe hierzu auch [Heß13]) eine Eigenleistung des Autors darstellt.

3.1.1. Aufbau

Der Prüfstand dient der hydrodynamischen Untersuchung von Druckkammkontakten. Diese werden durch zwei parallel angeordnete, zylindrische Prüflinge, deren Stirnseiten sich im Bereich ihrer zu untersuchenden Laufflächen teilweise überlappen, nachgebildet. Durch die Montage auf den beiden separat angetriebenen Prüfwellen des Prüfstandes lässt sich das Schlupfverhältnis zwischen den Kontaktpartnern variabel einstellen, indem entsprechende Rotationsgeschwindigkeiten vorgegeben werden.

Die axiale Belastung des Untersuchungskontaktes wird erreicht, indem einer axial verschieblich gelagerten Prüfwelle durch eine Hydraulikmutter eine Verschiebung aufgeprägt wird, während die andere Prüfwelle axial fixiert gelagert ist. Kommen die Stirnseiten der Prüflinge zur Anlage, behindern diese die Bewegung der verschieblichen Welle, aus der resultierenden Verspannung ergibt sich die Axialbelastung für den Kontakt. Auf Grund der in der verschiebbaren Welle auftretenden Zugspannungen wird diese im Folgenden als Zugwelle bezeichnet, während die andere Welle analog die Bezeichnung Druckwelle trägt. Die auf den Kontakt wirkende Axialkraft und das zwischen den Prüflingen auftretende Reibmoment werden mittels DMS-Messbrücken erfasst, zudem werden die Laufflächen- und die Ötemperatur sowie die axiale Schwingungsanregung der Zugwelle messtechnisch aufgezeichnet. Die Abbildung unterschiedlicher Kontaktgeometrien erfolgt durch die Montage von Prüflingen mit entsprechend gestalteten Laufflächen.

3.1.2. Anpassung Kontaktspannungsmessung

Als Merkmal für den Übergang zwischen Vollschrrierungs- und Mischreibungsbereich wird häufig eine Betrachtung des Reibkoeffizienten über der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit herangezogen. Dieser ergibt sich in einer einfachen Modellvorstellung aus der Überlagerung zweier Reibmechanismen. Während die im niedrigen Drehzahlbereich dominierende Reibung infolge von Festkörperberührungen mit steigender hydrodynamischer Geschwindigkeit abnimmt, steigt der Anteil der viskosen Reibung im Fluid mit der Geschwindigkeit an. Hieraus ergibt sich in der Überlagerung ein Minimum des Reibkoeffizienten, welches als Indikator für den Vollschrrierungsbeginn genutzt wird. Es gilt

jedoch zu berücksichtigen, dass mit dem Durchfahren des Minimums die Festkörperreibung nicht schlagartig verschwindet, sondern lediglich nicht mehr den dominierenden Reibungsanteil darstellt.

In der Konstruktionspraxis wird diesem Umstand Rechnung getragen, indem für die Auslegung von Gleitlagern empfohlen wird, den angestrebten Betriebspunkt des Lagers oberhalb der doppelten Geschwindigkeit des Reibungsminimums zu wählen [Kün01]. Diese Empfehlung soll auch verhindern, dass eine leichte Veränderung der Betriebssituation, etwa ein Ansteigen der Lagerbelastung oder ein temperaturbedingtes Absenken der Schmierstoffviskosität zu einem Unterschreiten der minimalen Filmdicke führt, die für eine vollständige Trennung der Kontaktflächen erforderlich wäre.

Grundsätzlich muss dieses Übergangskriterium als relativ grob angesehen werden, da integral über der gesamten Kontaktfläche der dominierende Reibungseinfluss bestimmt wird. Insbesondere bei elastisch deformierten Laufflächen können sich lokale Bereiche mit partiellen Festkörperberührungen ausbilden, während für den Gesamtkontakt die fluidische Reibung den bestimmenden Mechanismus darstellt. Mit dem Ziel, den Beginn des nahezu verschleißfreien Betriebs in der Vollschrimerung zu erfassen, wurde deshalb ein anderes, sensitiveres Bewertungskriterium eingeführt. Mittels der in Abb. 36 dargestellten Prüfstandserweiterung gelingt es, eine Änderung des elektrischen Übergangswiderstandes zwischen den Prüflingen zu erfassen, falls eine vollständige Trennung durch den Schmierstoff nicht mehr gegeben ist und es zu vereinzeltten Festkörperberührungen kommt.

Um eine Erfassung der Änderung des Übergangswiderstandes zwischen den Prüflingen R_C zu ermöglichen, wurde die Druckwelle mittels einer keramischen Beschichtung gegenüber dem Prüfstandsgehäuse elektrisch isoliert. Durch einen Schleifkontakt an der rückwärtigen Stirnseite der Welle wird diese über einen bekannten Messwiderstand R_M mit dem Potentialausgang einer Gleichspannungsquelle verbunden. Das Bezugspotential der Spannungsquelle wird über weitere Schleifkontakte sowohl direkt mit der Zugwelle als auch über einen Kontrollwiderstand R_K mit der Druckwelle verbunden. Der Übergangswiderstand R_C wechselt aufgrund der hohen Isolationsfähigkeit des Schmierstoffs und der guten Leitfähigkeit des Grundwerkstoffs idealisiert zwischen den Werten Null (für Festkörperberührung der Metallflächen) und Unendlich

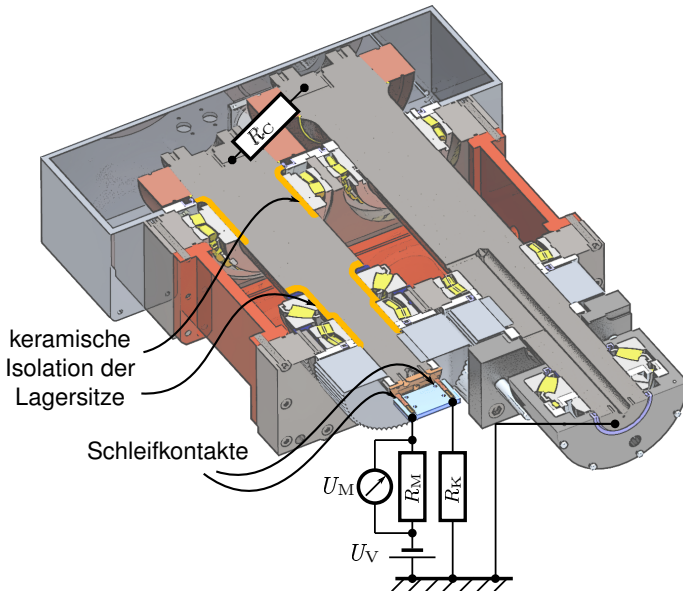


Abb. 36.: Messkonzept: schematische Darstellung der Messschaltung und der Lagersitzisolation

(bei vollständiger Trennung durch den Schmierstoff). Unter Vernachlässigung der Leitungswiderstände gilt für den Spannungsabfall über dem Messwiderstand U_M :

$$U_M = U_V \cdot \frac{R_M}{R_M + \left(\frac{1}{R_C} + \frac{1}{R_K}\right)^{-1}}$$

(3.1)

Abb. 37 stellt die sich theoretisch ergebenden Schaltsituationen der Messschaltung in Abhängigkeit vom Kontaktwiderstand und den Übergangswiderständen der Schleifkontakte (gekennzeichnet durch „SK“) dar.

Anhand der zu erwartenden Messspannungen können diese Schaltsituationen in drei Kontaktfälle zusammengefasst werden:

- Fall 1: Trennt ein voll entwickelter Schmierfilm die beiden Prüflinge, wird der Übergangswiderstand so groß, dass nahezu der gesamte Stromfluss über den Kontrollwiderstand erfolgt. Die Widerstände R_M und R_K wurden

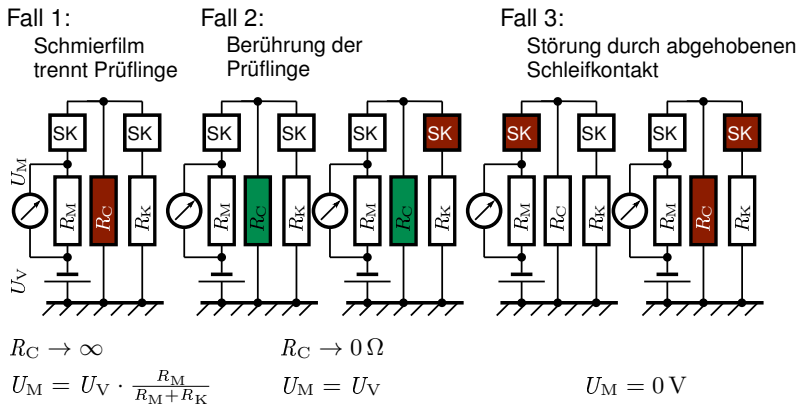


Abb. 37.: Schaltsituation Kontaktspannungsmessung: Schematische Darstellung möglicher Kontaktsituationen (vergleiche: [Heß13, S.125])

so gewählt, dass sich in diesem Fall bei einer Versorgungsspannung U_V von 9 V eine Messspannung U_M von 1 V ergibt.

- Fall 2: Berühren sich zumindest Teile der Prüflinge ohne isolierenden Schmierfilm (Mischreibung) sinkt der Übergangswiderstand gegen Null und die Messspannung entspricht der Versorgungsspannung. Über den parallel geschalteten, vergleichsweise hochohmigen Kontrollwiderstand fließt quasi kein Strom, weshalb eine eventuelle Störung des Schleifkontaktes im Kontrollstrang keinen Einfluss auf die Spannung am Messwiderstand hat. Um stromdurchgangsbedingten Beschädigungen der Prüflingsauflflächen vorzubeugen, wird der sich aus der Versorgungsspannung ergebende Stromfluss durch die Wahl eines ausreichend hohen Messwiderstandes begrenzt.
- Fall 3: Bei einer Unterbrechung des Stromflusses sinkt die Messspannung auf Null. Diese ergibt sich entweder bei einer Störung der Schleifübertragung zwischen Messwiderstand und Druckwelle (unabhängig vom Schmierzustand) oder bei einer vollständigen Trennung der Kontaktpartner durch den Schmierfilm und gleichzeitiger Störung der Übertragung zwischen Druckwelle und Kontrollwiderstand. Eine eindeutige Interpretation des Schmierzustandes ist für dieses Spannungs-

signal nicht möglich, jedoch gestattet es die Identifikation von Übertragungsstörungen im Sinne einer Selbstüberwachung des Messsystems.

Die am realen System gemessenen Spannungswerte weisen allerdings mitunter Abweichungen gegenüber den idealisierten Überlegungen auf. Zur Beurteilung des Kontaktzustandes werden die hochfrequent aufgezeichneten Spannungssignale daher über die Einordnung in Bandbereiche klassiert. Abb. 38 zeigt exemplarisch 0,5 s lange Ausschnitte der für ein Prüflingspaar¹⁹ bei konstanter Axiallast aufgezeichneten Messspannung für drei unterschiedliche Geschwindigkeitsbereiche, sowie die durch die Klassierung erfasste Häufigkeitsverteilung für die Kontaktinterpretation.

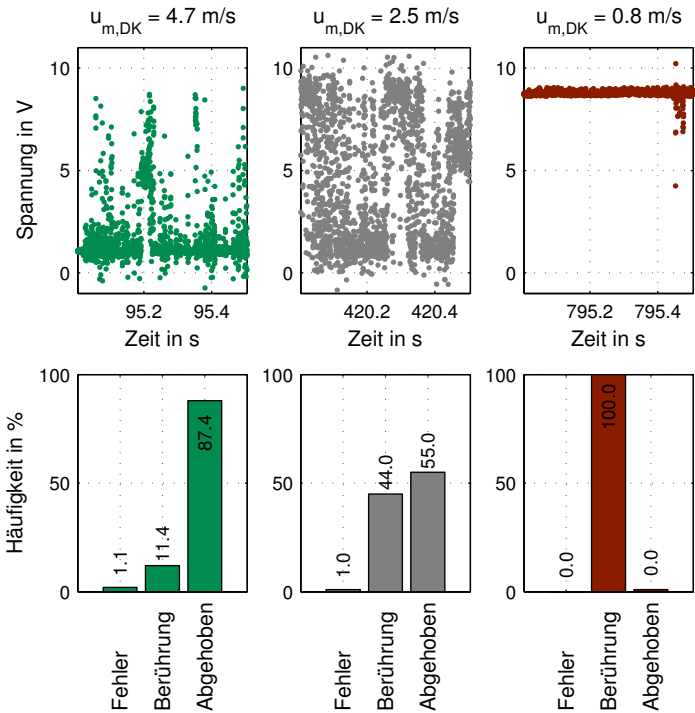


Abb. 38.: Kontaktspannungssignale für ein Prüflingspaar unter konstanter Axiallast bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten (oben) und Klassierung des Kontaktzustandes (unten)

¹⁹Messdaten aus Versuch V08-10-02 bei einer Axiallast von 4,7 kN.

Leitungswiderstände, nicht vollständig konstante Widerstände der Schleifkontakte und der nicht diskret ansteigende Widerstand des Schmierfilms zwischen den Prüflingen führen unter anderem zu von den Idealwerten abweichenden Spannungsniveaus. Der mittlere Teil der Abbildung zeigt zudem, dass es Betriebszustände zu geben scheint, in denen das reale System zwischen Vollschnierung und Mischreibung pendelt, was der Vorstellung eines klaren Übergangs zwischen diesen Schmierungszuständen widerspricht. Um einen quantitativen Vergleich gemessener Kontaktsituationen zu ermöglichen, wird der Kontaktkoeffizient c^* als Quotient der Anzahl der als berührend gewerteten Messpunkte N_{MR} und der Anzahl der gültigen Messpunkte (Summe von berührenden und abgehobenen Messpunkten N_{VS}) gebildet:

$$c^* = \frac{N_{MR}}{N_{MR} + N_{VS}} \quad (3.2)$$

Für die drei Kontaktsituationen aus Abb. 38 ergeben sich folgende Kontaktkoeffizienten $c^*(4,7 \text{ m/s}) = 11,5 \%$, $c^*(2,5 \text{ m/s}) = 44,5 \%$ und $c^*(0,8 \text{ m/s}) = 100,0 \%$. Bei reiner Vollschnierung müsste der Koeffizient c^* für ein ausreichend großes Bewertungsintervall theoretisch den Wert Null annehmen. Für die auf dem Prüfstand abbildbaren Last-Drehzahlkombinationen erreichen einige der zu betrachtenden Gestaltungsvarianten diesen Grenzwert jedoch nicht. Um dennoch eine quantitative Beschreibung ihres Übergangsverhaltens und eine Vergleichbarkeit unterschiedlicher Einflussparameter auf dieses zu erreichen, werden stattdessen jene Betriebspunkte betrachtet, bei denen sich der gleiche Übergangskoeffizient ergibt. Für die folgenden Betrachtungen wird zunächst willkürlich diejenige Geschwindigkeit als Übergangsgeschwindigkeit nach dem Kontaktspannungskriterium u_{c^*50} bezeichnet, bei der der Kontaktkoeffizient den Wert 50 % annimmt. Es ist davon auszugehen, dass die Wahl eines anderen Bezugswertes für den Kontaktkoeffizienten zwar die ermittelten Geschwindigkeiten verschieben würde, doch erscheint es ebenfalls als plausibel, dass sich diese Verschiebung für alle betrachteten Proben gleich verhalten würde. Eine Einordnung und Beurteilung des Übergangsverhaltens für unterschiedliche Gestaltungsvarianten erscheint somit auch anhand der Übergangsgeschwindigkeit u_{c^*50} möglich.

3.2. Versuchsdurchföhrung

Die durchgeföhrten Versuche dienen der Beurteilung unterschiedlicher Gestaltungsvarianten für Druckkammrager hinsichtlich ihres Übergangsverhaltens in die Vollschrrierung. Neben den Betriebssituationen (axiale Belastungen, Drehzahlen, Beschleunigungen und Temperaturen) werden daher vor allem die für die Bewertungskriterien Kontaktspannung und Reibungsminimum charakteristischen Größen erfasst.

3.2.1. Prüflinge

Die zur experimentellen Bestimmung des Vollschrrierungsbeginns eingesetzten Prüflinge unterscheiden sich in den geometrischen Parametern Laufbahnneigungswinkel, Kantenverrundung und Laufflächenbombierung. Ein weiterer Untersuchungsparameter ist der mittlere Schlupf, welcher in der realen Getriebeanwendung ebenfalls durch die geometrische Gestaltung festgelegt wird, im Experiment jedoch durch die separate Ansteuerung der Versuchswellen abgebildet werden kann, sodass dieser keine Variation der Prüflingsgeometrie erfordert.

Materialspezifische Gestaltungsparameter wie Festigkeit und Oberflächenhärte scheinen für den Eintritt in die Vollschrrierung untergeordnete Bedeutung zu besitzen - ihre Signifikanz scheint eher hinsichtlich des Verschleißwiderstandes im dauerhaften Mischreibungsbetrieb zu liegen. Um einen möglichst geringen Verschleißeinfluss auf die Untersuchungsgeometrien zu erhalten, werden alle Prüflinge aus 30CrNiMo8 gefertigt, für die Laufflächen wird mittels Gasnitrieren eine Oberflächenhärte oberhalb von HV700 eingestellt. Tab. 2 auf der nächsten Seite gibt einen Überblick über die verwendeten Prüflingsgeometrien, technische Zeichnungen der Prüflinge finden sich in Anhang B.1.

Die Rohfertigung aller Prüflinge erfolgte in der Institutswerkstatt, die Laufflächen und der Kegelsitz wurden durch einen externen Lohnfertiger geschliffen.

Tab. 2.: Prüflingstypen zur Bestimmung des Vollschrrierungsbeginns

Prüflingstyp	Neigungswinkel in °	Bombierradius in mm	Kantenradius in mm
F0	0,75	∞	0
F1	0,50	∞	0
F2	1,00	∞	0
A1	0,75	∞	2
A2	0,75	∞	4
K1	0,75	200	0
K2	0,75	100	0
K3	0,75	2300	0
K4	0,75	5300	0

3.2.2. Versuchsplan

Ausgehend von einem Referenzdesign (Prüfling F0) soll der Einfluss der Untersuchungsparameter auf die Schmirungssituation erfasst werden. Eine Reduktion des Versuchsumfangs durch einen teilfaktoriellen Versuchsplan erscheint nicht sinnvoll umsetzbar, da sich die geometrischen Einflussparameter aus Unterabschnitt 3.2.1 nicht beliebig kombinieren lassen. Der Versuchsplan gliedert sich in drei Blöcke, für die je sieben Lauflflächenpaare untersucht werden. Um den notwendigen Probenbedarf dennoch gering zu halten, wird für jedes Lauflflächenpaar ein Versuchslauf mit 10 % und mit 20 % Schlupf durchgeführt. Es ergibt sich der in Tab. 3 auf der nächsten Seite dargestellte Versuchsplan.

Um einen eventuellen Einfluss der Laufr Reihenfolge erkennen zu können, ist die Reihenfolge der Läufe mit 10 % und 20 % Schlupf in Block II gegenüber Block I vertauscht. Block III weist dieselbe Reihenfolge wie Block I auf und dient der statistischen Absicherung.

Tab. 3.: Versuchsplan zur Bestimmung des Vollschrnerungsbeginns

Versuch		geom. Parameter			Lauf		
Versuchstyp	Kontaktpaar	Neigungswinkel in °	Bombierradius in mm	Kantenradius in mm	Lauf	Schlupf in %	Kennung
Block I							
1	01	0,75	∞	0	1	10	V01-10-01
					2	20	V01-20-02
2	02	0,50	∞	0	1	10	V02-10-01
					2	20	V02-20-02
3	03	1,00	∞	0	1	10	V03-10-01
					2	20	V03-20-02
4	04	0,75	200	0	1	10	V04-10-01
					2	20	V04-20-02
5	05	0,75	100	0	1	10	V05-10-01
					2	20	V05-20-02
6	06	0,75	∞	2	1	10	V06-10-01
					2	20	V06-20-02
7	07	0,75	∞	4	1	10	V07-10-01
					2	20	V07-20-02
Block II							
1	08	0,75	∞	0	1	20	V08-20-01
					2	10	V08-10-02
2	09	0,50	∞	0	1	20	V09-20-01
					2	10	V09-10-02
3	10	1,00	∞	0	1	20	V10-20-01
					2	10	V10-10-02
4	11	0,75	2300	0	1	20	V11-20-01
					2	10	V11-10-02
5	12	0,75	100	0	1	20	V12-20-01
					2	10	V12-10-02

Tab. 3.: Fortsetzung: Versuchsplan zur Bestimmung des Vollschmierungsbeginns

Versuch		geom. Parameter			Lauf		
Versuchstyp	Kontaktpaar	Neigungswinkel in °	Bombierradius in mm ²⁰	Kantenradius in mm	Lauf	Schlupf in %	Kennung
6	13	0,75	∞	2	1	20	V13-20-01
					2	10	V13-10-02
7	14	0,75	∞	4	1	20	V14-20-01
					2	10	V14-10-02
Block III							
1	15	0,75	∞	0	1	10	V15-10-01
					2	20	V15-20-02
2	16	0,50	∞	0	1	10	V16-10-01
					2	20	V16-20-02
3	17	1,00	∞	0	1	10	V17-10-01
					2	20	V17-20-02
4	18	0,75	5300	0	1	10	V18-10-01
					2	20	V18-20-02
5	19	0,75	2300	0	1	10	V19-10-01
					2	20	V19-20-02
6	20	0,75	∞	2	1	10	V20-10-01
					2	20	V20-20-02
7	21	0,75	∞	4	1	10	V21-10-01
					2	20	V21-20-02

Die Zuordnung der einzelnen Prüflinge zu den untersuchten Kontaktpaaren kann mit Hilfe von Tab. 4 nachvollzogen werden.

²⁰ Da in den Versuchen mit den Kontaktpaaren 04, 05 und 12 mit den Prüflingstypen K1 und K2 kein Erreichen der Vollschmierung detektiert werden konnte, wurden im weiteren Untersuchungsverlauf in den Kontaktpaaren 11, 18 und 19 alternativ die Prüflingstypen K3 und K4 verwendet.

Tab. 4.: Prüflingszuordnung in Kontaktpaare

Kontaktpaar	Druckseite		Zugseite	
	Typ	Prüflings-ID	Typ	Prüflings-ID
01	F0	05	F0	06
02 ²¹	F1	12	F1	13
02e	F1	AB14	F1	AB15
03	F2	15	F2	16
04	F0	07	K1	03
05	K2	01	F0	08
06	A1	18	A1	19
07	A2	21	A2	22
08	F0	10	F0	09
09	F1	14	F1	12
10	F2	17	F2	15
11	K3	03	F0	05
12	F0	06	K2	01
13	A1	20	A1	18
14	A2	23	A2	21
15	F0	09	F0	07
16	F1	13	F1	14
17	F2	16	F2	17
18	K4	04	F0	10
19	K3	02	F0	11
20	A1	19	A1	20
21	A2	22	A2	23

3.2.3. Versuchsablauf

Vor Beginn der Untersuchungen zum Vollschrrierungsbeginn wird jedes zu untersuchende Kontaktpaar einer Einlaufprozedur unterzogen. Bei einer konstanten Druckkammumfangsgeschwindigkeit von 1 m/s und einem relativ geringen Schlupfwert von 2% wird der Kontakt zunächst für 100 s mit einer Axialkraft von 2 kN belastet, bevor diese auf 4 kN gesteigert und für eine Stunde gehalten wird.

²¹Aufgrund eines Montagefehlers ergab sich im Kontaktpaar 02 ein übermäßig hoher Axialschlag für den Prüfling 12. Die mit diesem Paar aufgezeichneten Messwerte sind nicht plausibel und wurden als Ausreißer bewertet. Der Versuch wurde mit Reserveprüflingen (AB14 und AB15) wiederholt, in den folgenden Auswertungen werden die mit dem korrekt montierten Kontaktpaar 02e ermittelten Werte anstelle der Werte des Paares 02 angegeben.

Nach Abschluss der Einlaufprozedur erfolgt die sequentielle Bestimmung der Übergangsgeschwindigkeiten für 15 Laststufen zwischen 2 kN und 30 kN. Für jede Laststufe werden entsprechend dem in Abb. 39 dargestellten Prüfzyklus 35 Geschwindigkeitsstufen angefahren, für die der Kontaktzustand erfasst und klassifiziert wird.

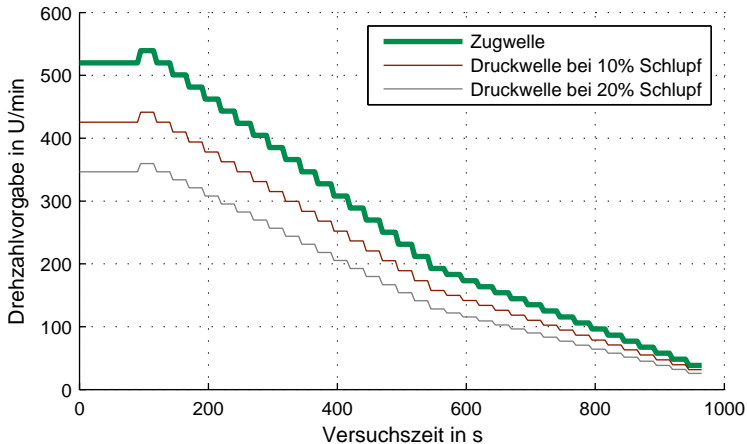


Abb. 39.: Drehzahlvorgabe zur Ermittlung der Übergangsgeschwindigkeiten: Die Vorgabe der Zugwelle ist für alle Versuchsläufe gleich, die Drehzahlkurve der Druckwelle muss entsprechend der aktuellen Schlupfvorgabe gewählt werden.

Wie in Abb. 39 zu erkennen, ist dem eigentlichen Prüfzyklus eine Konditionierungsphase von 90 s auf der zweithöchsten Geschwindigkeitsstufe vorangestellt. Diese dient einerseits der Überprüfung kritischer Betriebsparameter (axiale Schwingungsanregung und Öldurchfluss), um einen sicheren Prüfablauf zu gewährleisten, andererseits wird hierdurch der Temperaturanstieg zu Beginn der Belastungsphase weitestgehend aus dem Auswertungsbereich herausgehalten. Im Anschluss an die Konditionierungsphase werden die zu untersuchenden Geschwindigkeitsstufen angefahren und für jeweils 20 s gehalten. Im oberen Geschwindigkeitsbereich liegt das Drehzahlinkrement zwischen den Stufen bei 19,26 U/min, unterhalb der Zugwellendrehzahl von 200 U/min wird es auf 9,63 U/min reduziert, um eine genauere Auflösung im unteren Geschwindigkeitsbereich zu erreichen. Der Prüfzyklus einer Laststufe endet bei 38,5 U/min, was einer Druckkammumfangsgeschwindigkeit von etwa 0,4 m/s

entspricht. Anschließend erfolgt während einer Ruhephase die automatische Aufnahme von vier Kontaktflächenfotos zur optischen Dokumentation des Laufflächenzustandes, bevor der Prüfzyklus der nächsten Laststufe beginnt. Die Ergebnisse von 15 Laststufen zu je 35 Geschwindigkeitsstufen werden in einem „Lauf“ entsprechend Tab. 3 zusammengefasst.

3.3. Ergebnisse

Aus den gemäß dem Versuchsplan aus Tab. 3 durchgeführten Untersuchungen ergeben sich für die unterschiedlichen Prüflinge Kennlinien, welche die mit den beiden Übergangskriterien Reibungsminimum und Kontaktspannung bestimmten Übergangsgeschwindigkeiten in Abhängigkeit von der aufgetrachten Axiallast angeben. Eine Gesamtübersicht der aufgenommenen Übergangsgeschwindigkeiten findet sich in Tab. 15 in Anhang C. Für einen besseren Überblick sind dort auch die sich daraus ergebenden Kennlinien, geordnet nach Versuchsblock und Lauf, als Diagramme für das Kriterium Kontaktspannung in den Abbildungen 85 bis 90 und für das Reibungsminimumskriterium in den Abbildungen 91 bis 96 dargestellt.

Erwartungsgemäß liegen die mittels Reibungsminimum bestimmten Übergangsgeschwindigkeiten für alle Versuchspunkte durchgängig unter den Werten, die anhand des Kontaktspannungskriteriums bestimmt wurden. Die Ursache hierfür ist, dass es oberhalb der Geschwindigkeit, bei der die fluidische Reibung zum dominierenden Reibanteil wird, immer noch zu lokalen Festkörperkontakten (insbesondere von Rauheitsspitzen der technischen Oberflächen) kommen kann, die den Übergangswiderstand zusammenbrechen lassen. Des Weiteren kann, in Übereinstimmung mit den Vorhersagen auf Basis der Berechnungen aus Kapitel 2, prinzipiell für alle Versuche ein Ansteigen der Übergangsgeschwindigkeiten mit steigender Axiallast beobachtet werden.

Im Allgemeinen erwies sich die Bestimmung der Übergangsgeschwindigkeit anhand des Reibungsminimums als unschärferes Kriterium. Zum einen sind, insbesondere bei höheren Axiallasten im Bereich der fluidischen Reibung, die Anstiege des Reibkoeffizienten gegenüber dem Reibungsminimum relativ gering, wodurch die Identifikation der exakten Lage des Minimums im Reibwert-Geschwindigkeitsschrieb erschwert wird, zum anderen rufen Schwin-

gungen im aufgezeichneten Drehmomentsignal auch Schwingungen des Reibwert-Zeit-Signals hervor. Prinzipiell wirkt das Reibmoment der schlupfbedingten Relativbewegung zwischen den Kontaktflächen entgegen, hieraus ergibt sich eine polare Verspannung der Prüfwellen. Nimmt das Reibmoment beispielsweise infolge eines kurzzeitigen Festkörperkontaktes zu, steigen die Verspannung und der gemessene Reibwert an. Fällt das Reibmoment nach diesem Festkörperkontakt wieder ab, kommt es zur partiellen Entspannung, infolge der Elastizität der Prüfwellen gerät das System hierbei in Schwingungen. Als dritte Einflussgröße sind Genauigkeitsgrenzen der verwendeten Messtechnik zu nennen. Da im Mischreibungsbetrieb bei hohen Axiallasten Reibmomente im Bereich von mehreren kNm zu erwarten sind, muss ein entsprechend großer Messbereich gewählt werden. Bei niedrigen Axiallasten und hydrodynamischer Vollschrüierung liegt das erwartete Reibmoment um mehrere Zehnerpotenzen niedriger, weshalb sich hier das Grundrauschen des verwendeten Messverstärkers besonders störend auswirkt.

Als Hauptkriterium für die Beurteilung des Übergangsverhaltens wird daher im Folgenden das Kontaktspannungskriterium verwendet. Während der Versuche zeigte sich, dass trotz der vorangestellten Einlaufphase eine laufabhängige Verschiebung der Kennlinien nicht auszuschließen ist, weshalb für die Auswertungen in den Abschnitten 3.3.1 und 3.3.2 blockübergreifend Versuche desselben Laufes herangezogen werden. In Abschnitt 3.3.3 erfolgt zudem eine genauere Betrachtung des Einflusses mehrerer Versuchsdurchläufe für ein Kontaktflächenpaar.

3.3.1. Einfluss der Geometrieparameter

Den Einfluss der geometrischen Gestaltungsparameter Neigungswinkel, Kantenverrundung und Laufflächenbombierung auf die mit dem Kontaktspannungskriterium bestimmte Übergangsgeschwindigkeit zeigt Abb. 40. Hinsichtlich des Zieles, möglichst frühzeitig den Zustand der hydrodynamischen Vollschrüierung zu erreichen, wird eine möglichst niedrige Übergangskennlinie angestrebt.

Exemplarisch für die betrachteten geometrischen Gestaltungsvarianten zeigt Abb. 40 für jeden Parametersatz eine Kennlinie, die im ersten Durch-

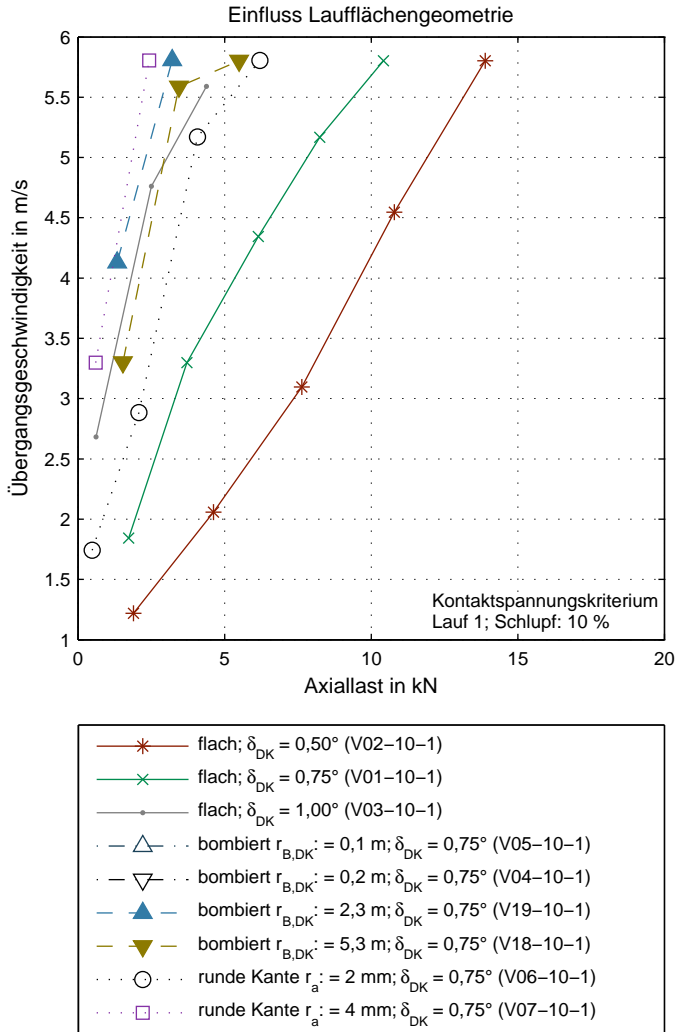


Abb. 40.: Einfluss der Geometrie auf die Übergangsgeschwindigkeit: Übergangskennlinien (Kontaktspannung) bei 10 % Schlupf.

lauf des jeweiligen Kontaktpaares bei einem Schlupfverhältnis von 10 % aufgenommen wurden. Das beste Ergebnis wurde für die ebenen Lauflächen mit einem Laufbahnneigungswinkel von $0,50^\circ$ beobachtet. Eine Steigerung des

Neigungswinkels auf $0,75^\circ$ beziehungsweise $1,00^\circ$ steigert in allen Laststufen die erforderliche Übergangsgeschwindigkeit. Diese Beobachtung erscheint plausibel, da ein kleinerer Neigungswinkel zu größeren Ersatzradien bei der Umrechnung auf einen Zylinderkontakt führt.

Zur Beurteilung der anderen geometrischen Einflussparameter ist zu berücksichtigen, dass diese auf Laufflächen mit einem Laufbahnneigungswinkel von $0,75^\circ$ basieren, die Kennlinie *V01-10-1* stellt somit die Bewertungsreferenz für dieses Diagramm dar. Für die Verrundung der Laufflächenaußenkanten zeigt sich, dass die Übergangsgeschwindigkeit nach dem Kontaktspannungskriterium mit größer werdendem Verrundungsradius ansteigt. Ein Erklärungsansatz für diese Beobachtung ist, dass mit wachsendem Verrundungsradius die für den Tragfilmaufbau relevante, verbleibende Kontaktfläche reduziert wird.

Die Bombierung einer Laufbahn soll die Auswirkungen einer möglichen Verkipfung der Laufflächen abmildern, da der Linienkontakt in einen Punktkontakt überführt wird und damit immer normal zur gegenüberliegenden Laufbahn ausgerichtet ist. Zudem besteht die Überlegung, durch die Bombierung die Auswirkungen der elastischen Deformation und dem daraus resultierenden Kantentragen abmildern zu können. In den ersten Versuchen (hier repräsentiert durch *V04-10-1* und *V05-10-1*) mit den relativ kleinen Bombierradien $r_{B,DK}$ der Prüflingstypen K1 und K2 gelang es im Rahmen des betrachteten Geschwindigkeitsbereiches nicht, einen Kontaktspannungskoeffizienten von 50 % zu erreichen, weshalb sich in Abb. 40 keine Kennlinien für diese Versuche ergeben. Es besteht die Vermutung, dass die relativ kleinen Bombierradien von 0,1 m und 0,2 m dazu führen, dass ein Großteil des Schmierstoffs nicht in den engsten Schmierpalt gefördert, sondern seitlich verdrängt wird, weshalb kein ausreichender hydrodynamischer Tragdruck entsteht, um die beteiligten Kontaktpartner vollständig zu trennen. Im weiteren Verlauf der Untersuchung wurden daher die Prüflinge der Geometrien K1 und K2 auf die größeren Bombierradien 2,3 m und 5,3 m der Geometrien K3 und K4 umgeschliffen. Diese Radien wurden gewählt, da sich für den HERTZ'schen Kontakt zweier entsprechender Ellipsoiden bei einer Axiallast von 10 kN bzw. 30 kN eine Kontaktbreite ergibt, die auf der 15 mm breiten Versuchslaufbahn für diese Laststufen vollständig untergebracht werden kann. Tatsächlich konnte mit den deutlich gesteigerten Bombierradien ein Übergang in die Vollschrrierung auch mit dem Kontaktspannungskriterium detektiert werden, allerdings liegen beide

Kennlinien immer noch deutlich über der Referenzlinie der ebenen Lauffläche und stellen daher keine Verbesserung des Übergangsverhaltens dar. Bei einer Laufbahnbreite von 15 mm ruft eine Bombierung mit einem Radius von 5,3 mm eine Laufbahnrücknahme im Kantenbereich von gerade einmal 5,3 μm gegenüber der ebenen Laufbahn hervor. Eine weitere Steigerung des Bombierradius erschien daher mit vertretbarem fertigungstechnischen Aufwand nicht realisierbar. Es ist anzumerken, dass der Prüfstands Aufbau hinsichtlich einer biegebedingten Laufbahnverkipprung als verhältnismäßig steif anzusehen ist, weshalb sich derartige Bombierungen für minder steife Getriebekonstruktionen dennoch positiv auswirken können. In weiterführenden Simulationsrechnungen [Heß17a] konnte gezeigt werden, dass deutlich größere Bombieradien für bestimmte Lastsituationen rechnerisch Vorteile hinsichtlich der minimalen Spaltweite im Vergleich zu ebenen Laufflächen erbringen können. Außerdem zeigten die Rechnungen, dass sich insbesondere bei einer Verkipprung der Laufbahnen gegeneinander auch bereits mit den hier getesteten Bombierungsvarianten deutliche Spaltweitensteigerungen erreichen lassen, im Rahmen der hier durchgeführten Experimente sind diese Effekte allerdings nicht abbildbar.

In Abb. 41 sind die mit dem Reibungsminimum bestimmten Übergangskennlinien analog zu Abb. 40 dargestellt. Wie bereits beschrieben, erscheinen die mit diesem Kriterium gebildeten Kennlinien weniger scharf abgegrenzt, dennoch lassen sich die meisten der zuvor getätigten Beobachtungen bestätigen. So ist tendentiell ein Anstieg der Übergangsgeschwindigkeiten mit dem Laufbahnneigungswinkel oder einer zunehmenden Kantenverrundung zu beobachten. Für den Versuchslauf *V05-10-1* mit dem kleinsten Bombierradius ergibt sich im niederen Axialkraftbereich eine Kennlinie deutlich unterhalb der Referenzlinie. In den mit höheren Axiallasten aufgenommenen Drehzahl-Geschwindigkeitsverläufen ist kein Minimum des Reibkoeffizienten auszumachen, stattdessen steigt der Verlauf mit abnehmender Geschwindigkeit kontinuierlich an, was darauf hindeutet, dass für diese Lastbereiche durchgängig Mischreibungskontakte vorliegen.

Überraschend erscheint, dass die Kennlinien der Versuche *V18-10-1* und *V19-10-1* deutlich günstiger ausfallen als dies mit dem Kontaktspannungskriterium zu beobachten war und sogar unter der Referenzkennlinie für die ebene Lauffläche liegen. Als ein möglicher Erklärungsansatz könnte die Vorstellung dienen, dass sich infolge der moderaten Kantenrücknahme in weiten Teilen des

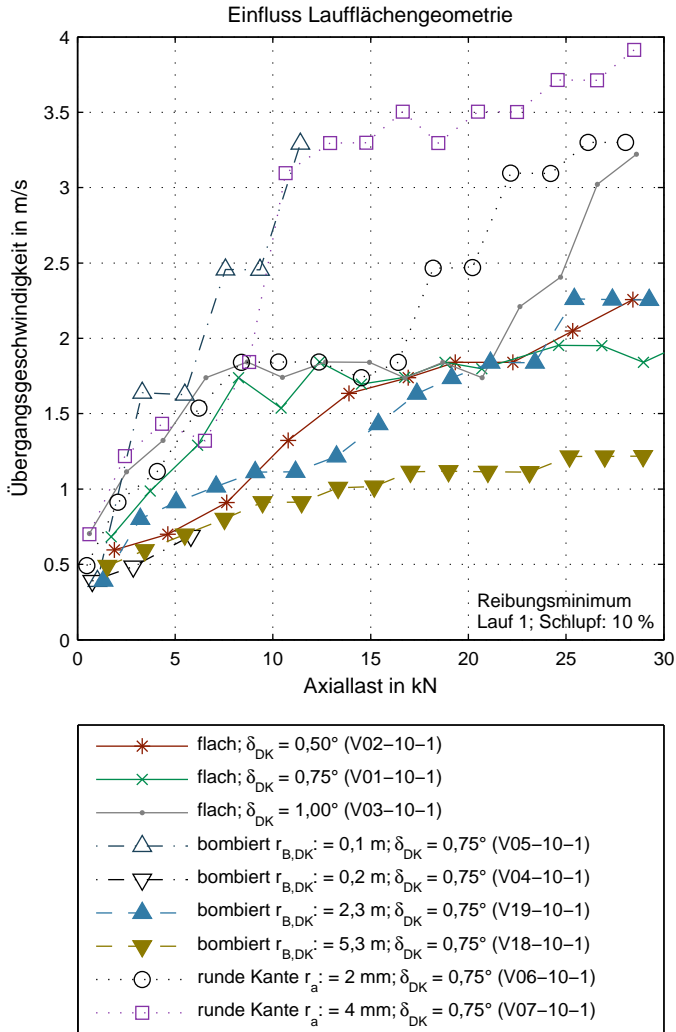


Abb. 41.: Einfluss der Geometrie auf die Übergangsgeschwindigkeit: Übergangskennlinien (Reibungsminimum) bei 10 % Schlupf.

Überlappungsbereiches bereits gute hydrodynamische Schmierungsbedingungen ergeben und die Festkörperkontakte, welche zu den relativ schlechten Be-

wertungen nach dem Kontaktspannungskriterium führen, lokal stark begrenzt sind (Punktkontakt).

3.3.2. Einfluss des Schlupfes

Der Einfluss des Schlupfes auf die Übergangsgeschwindigkeit nach dem Kontaktspannungskriterium ist exemplarisch in Abb. 42 dargestellt.

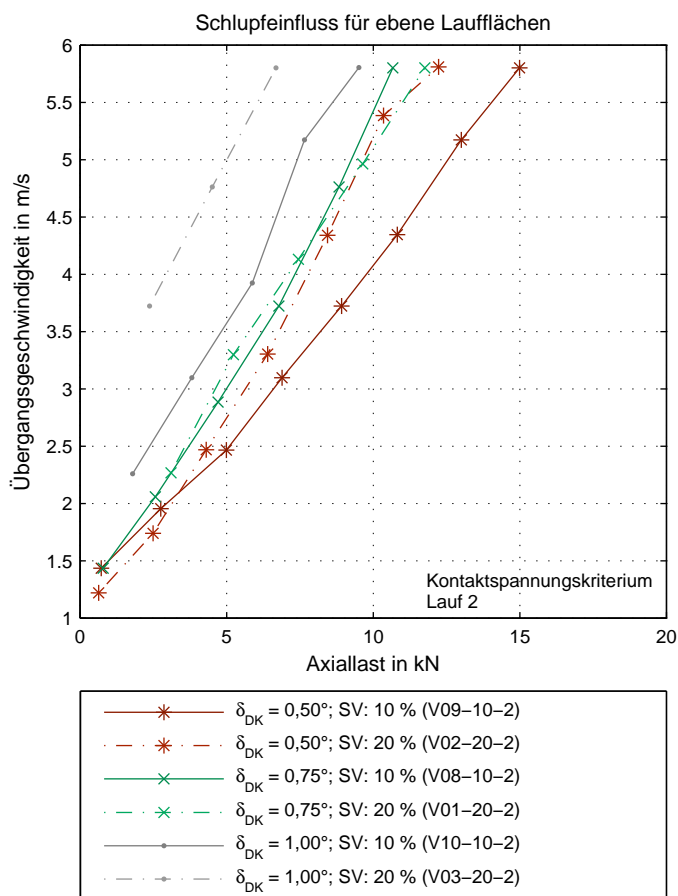


Abb. 42.: Einfluss des Schlupfes auf die Übergangsgeschwindigkeit: Übergangskennlinien (Kontaktspannung) für ebene Laufflächen.

Die Abbildung zeigt die Übergangskennlinien für die drei ebenen Laufbahnformen bei einem Schlupfanteil von 10 % und 20 %, jeweils aufgenommen im zweiten Durchlauf des Lauflflächenpaares. Neben der bereits bekannten Zunahme der Übergangsgeschwindigkeit mit steigender Laufbahnneigung, zeigt diese Abbildung in fast allen Betriebspunkten eine steigende Übergangsgeschwindigkeit mit zunehmendem Schlupfverhältnis. Da auf dem Prüfstand die Variation des Schlupfverhältnisses unter Beibehaltung der Prüflingsgeometrie durch Änderung des Übersetzungsverhältnisses zwischen den Prüfwellen realisiert wird, korrespondiert diese Situation mit dem ersten Teil der simulativen Untersuchungen aus Abschnitt 2.10.2 - die Beobachtungen decken sich gut mit den in Abb. 30 dargestellten Prognosen für die Spaltweitenänderung.

3.3.3. Einglättungseffekte

Während der Versuche zur Bestimmung der Übergangsgeschwindigkeit aus der Vollschmierung in die Mischreibung wird in jeder Laststufe nach dem Unterschreiten der Übergangsgeschwindigkeit der verbleibende Rest des Prüfzyklus unter Mischreibungsbedingungen absolviert. Obwohl der Durchführung der eigentlichen Versuche die zu Beginn von Abschnitt 3.2.3 beschriebene Einlaufprozedur vorgeschaltet ist, ist im Verlauf der Versuche (bei Durchführung mehrerer Versuchsläufe mit einem Lauflflächenpaar) für eine gegebene Laststufe ein Absinken der ermittelten Übergangsgeschwindigkeit mit zunehmendem „Prüflingsalter“ zu beobachten. Als Ursache hierfür kommt ein sukzessives Abtragen oder Umformen von Rauheitspitzen während vorangegangener Mischreibungsphasen in Frage, aus dem ein Einglätten der Kontaktoberflächen resultiert. Abb. 43 zeigt exemplarisch Ausschnitte aus Rauheitsprofilen, die für die Lauflflächen des Kontaktpaares 15 vor und nach der Durchführung der Versuche mit einem Laser-Scanning-Mikroskop aufgenommen wurden.

Anhand von Markierungen außerhalb des Überlappungsbereiches der Lauflflächen gelingt eine relativ genaue Ausrichtung der Messstrecken, sodass ein direkter Vergleich der Oberflächentopographie vor und nach den Versuchen ermöglicht wird. Für beide Lauflflächen ist erkennbar, dass die Rauheit über die Versuchsdauer abgenommen hat. Zudem ist zu erkennen, dass die Kontur der Profiltäler über die Versuchsdurchführung weitestgehend erhalten geblieben ist, während insbesondere die Profilspitzen deutlich reduziert er-

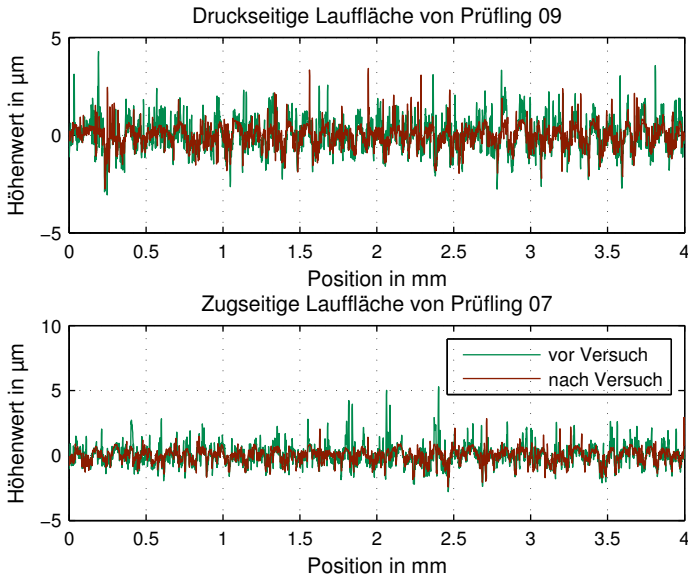


Abb. 43.: Rauheitsprofile: Aufgenommen für Laufflächen des Kontaktpaares 15 (oben: druckseitiger Prüfling: 09; unten: zugseitiger Prüfling 07) vor Versuchsbeginn und nach Abschluss der Untersuchungen. Basierend auf Messdaten aus [Heß17c]

scheinen, was tatsächlich auf ein Einglätten der Laufflächen hindeutet. Die Auswirkung und Entwicklung dieser Einglättung soll anhand der in Abb. 44 dargestellten Übergangskennlinien, die in mehreren Läufen mit einem Laufflächenpaar unter Verwendung des Kontaktspannungskriteriums aufgenommen wurden, verdeutlicht werden.

Der Vergleich der Kennlinien des ersten (W-V16-10-1) und des zweiten Laufes (W-V16-10-2) zeigt eine deutliche Verschiebung der Kennlinie zu niedrigeren Übergangsgeschwindigkeiten unter Beibehaltung aller Versuchsparameter. Diese Beobachtung wird auf eine anfänglich stärker ausgeprägte Einglättung zurückgeführt. Wird die Betrachtung um die Kennlinien des vierten (W-V16-10-4) und des sechsten Laufes (W-V16-10-6) erweitert, zeigt sich, dass

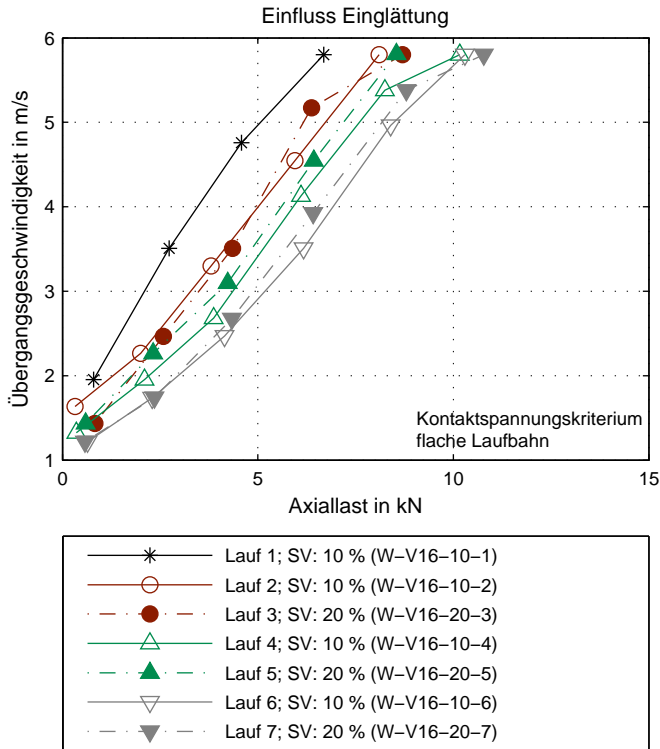


Abb. 44.: Einlaufeffekt: Einfluss der Einglättung bei mehrfacher Versuchswiederholung mit gleichem Prüfling

sich der Einglättungseffekt auch in folgenden Versuchsläufen fortsetzt, allerdings an Intensität verliert²².

In den Läufen 3 (W-V16-10-3), 5 (W-V16-10-5) und 7 (W-V16-10-7) ist das Schlupfverhältnis von 10 % auf 20 % erhöht. Gemäß den Überlegungen aus Abschnitt 2.10.2 und den Beobachtungen aus Abschnitt 3.3.2 sollte eine derartige Anpassung die erforderliche Übergangsgeschwindigkeit anheben und daher dem Einglättungseffekt entgegen gerichtet sein. Der direkte Vergleich der Läufe 2 und 3 zeigt, dass hier die Wirkung des Einglättungseffektes stärker ausgeprägt ist, als die der Schlupfänderung, da der überwiegende Teil

²²Zu beachten ist, dass sich die Änderungen zwischen (W-V16-10-2) und (W-V16-10-4) bzw. (W-V16-10-4) und (W-V16-10-6) aus zwei Durchläufen ergibt, während der Unterschied zwischen (W-V16-10-1) und (W-V16-10-2) aus nur einem Versuchsdurchlauf folgt.

der Ergebnispunkte des Laufes 3 unterhalb der Kennlinie des Laufes 2 angeordnet ist. Für die Läufe 6 und 7 ergibt sich ein umgekehrtes Bild, da die Ergebnispunkte des Laufes 7 überwiegend höhere Übergangsgeschwindigkeiten erfordern, als diese im sechsten Lauf ermittelt wurden. Die Einglättung scheint bereits soweit abgeklungen zu sein, dass ihr reduzierender Einfluss auf die Übergangsgeschwindigkeit nicht mehr ausreichend ist, um die Auswirkung der Schlupfsteigerung zu kompensieren.

Die vorgestellten Beobachtungen zeigen, dass beim Vergleich der gewonnenen Ergebnisse Einglättungseffekte nicht außer Acht gelassen werden dürfen, da diese mitunter erheblichen Einfluss auf die Übergangsgeschwindigkeiten haben können. Um dennoch gültige Aussagen aus den zuvor dargestellten Versuchen ziehen zu können, werden zur Kompensation des Einglättungseffektes nur Ergebnisse für Vergleiche herangezogen, bei denen die Prüflinge vergleichbare Belastungshistorien aufweisen.

3.3.4. Spaltweitenprognose

Gemäß der Modellvorstellung einer vollständigen Trennung der Lauflächen durch den Schmierfilm im Vollschnierungsgebiet und dem Auftreten von Festkörperkontakten, falls der Schmierfilm nicht mehr ausreichend stark ist, um die technisch rauen Oberflächen zu trennen, sollte sich den jeweiligen Übergangskennlinien eine Übergangsspaltweite zuordnen lassen. Unter Verwendung des in Kapitel 2 vorgestellten Berechnungsablaufes werden für die in diesem Kapitel bestimmten Übergangspunkte minimale Spaltweiten berechnet. Abb. 45 zeigt die Häufigkeitsverteilungen der errechneten minimalen Spaltweite an mittels Kontaktspannungsmessung experimentell ermittelten Übergangspunkten. Zur Abmilderung des in Abschnitt 3.3.3 beschriebenen Einglättungseffektes fließen im jeweils ersten Lauf ermittelte Ergebnisse in das linke Histogramm, im zweiten Durchlauf bestimmte Werte in das rechte Histogramm ein - die den Verteilungen zugrunde liegenden Berechnungsergebnisse finden sich auch in Tab. 16 im Anhang.

In beiden Diagrammen zeigt sich eine deutliche Häufung der errechneten, minimalen Spaltweiten. Der Mittelwert der Verteilungen sinkt für den zweiten Durchlauf erwartungsgemäß ab, was als plausible Auswirkung der Einglättung

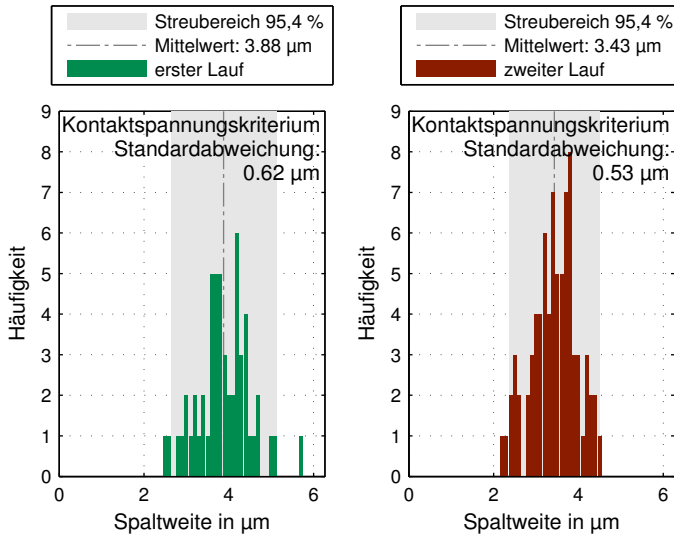


Abb. 45.: Spaltweitenverteilung am Übergang: Häufigkeitsverteilung der errechneten minimalen Spaltweiten für auf Basis der Kontaktspannungsmessung ermittelte Übergangspunkte des ersten (links) und zweiten Durchlaufes

der Kontaktflächen anzusehen ist. Die auf den jeweiligen Mittelwert bezogene Standardabweichung liegt unter 16%, wobei zu beachten ist, dass sich die Streuung der experimentell bestimmten Übergangspunkte auf die Berechnung der Spaltweiten überträgt.

Bildet man mit Hilfe der in Abb. 43 gezeigten Profilschriebe eine auf statistisch verteilten Kugelhappen basierende Ersatzoberfläche zur Berechnung des zu erwartenden Festkörpertragdruckes (siehe hierzu Kapitel 4), ergibt sich für die Kombination der neuen Laufflächen nach Gl. (4.62) eine Übergangsspaltweite $h_{\text{Üeb}}$ von 3,83 µm. Dieser Wert deckt sich sehr gut mit dem Mittelwert der anhand der im ersten Durchlauf bestimmten Übergangspunkte berechneten Spaltweiten. Aus der Kombination der Rauheitsschriebe der gelaufenen Flächen ergäbe sich eine Übergangsspaltweite von 2,65 µm, welche unterhalb des Mittelwertes der Spaltweiten liegt, die anhand der im zweiten Versuchsdurchlauf unter Verwendung des Kontaktspannungskriteriums bestimmten Übergangspunkte berechnet wurden. Hierbei gilt es jedoch zu beachten,

dass sich auch im zweiten Durchlauf mittels Kontaktspannungskriterium nur Übergangspunkte für Prüfzyklen mit einer maximalen Axiallast von 15 kN bestimmen ließen (siehe Abb. 86, Abb. 88 und Abb. 90), während die mikroskopische Vermessung der gelaufenen Kontaktflächen erst nach Abschluss aller Prüfzyklen (maximale Axiallastvorgabe: 30 kN) erfolgte. Da der absolvierte Verschleißweg unter Mischreibungsbedingungen zum Zeitpunkt der zweiten optischen Vermessung somit deutlich länger ist, als während der bestimmten Übergänge des zweiten Durchlaufs, erscheint auch diese Abweichung zwischen den ermittelten Übergangsspaltweiten plausibel.

In Abb. 46 sind Häufigkeitsverteilungen für die minimalen Spaltweiten an den Betriebspunkten dargestellt, für die in den Versuchen das Reibungsminimum ermittelt wurde - die entsprechenden Berechnungsergebnisse sind in Tab. 17 aufgeführt.

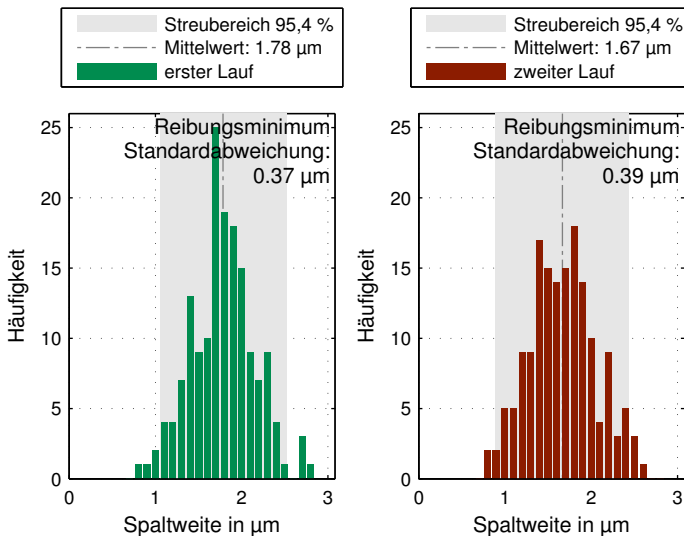


Abb. 46.: Spaltweitenverteilung bei Reibungsminimum: Häufigkeitsverteilung der errechneten minimalen Spaltweiten für auf Basis des Reibungsminimums ermittelte Übergangspunkte des ersten (links) und zweiten Durchlaufes

Die Mittelwerte der Verteilungen liegen erwartungsgemäß deutlich unter den mit dem Kontaktspannungskriterium bestimmten Werten, allerdings zeigt

der Vergleich von erstem und zweitem Durchlauf keine nennenswerte Reduktion. Ein Erklärungsansatz für diese Beobachtung ist, dass sich die Einglättung insbesondere auf die für den elektrischen Kontakt relevanten Rauheitsspitzen auswirkt, während die Dominanz der Reibmechanismen im gesamten Kontakt von deren Einglättung weniger betroffen ist.

Der gezeigte Abgleich des experimentell ermittelten Übergangsverhaltens mit der Vorstellung einer zuzuordnenden kritischen minimalen Spaltweite dient auch der Validierung der auf dem in Kapitel 2 vorgestellten Vorgehen basierenden Spaltweitenberechnung als Werkzeug für die Lagerauslegung. Unter Kenntnis der oberflächentopographieabhängigen, kritischen minimalen Spaltweite und unter Berücksichtigung der aufgetretenen Streuung für die Übertragung experimenteller Werte in die Modellvorstellung, erscheint eine Einschätzung des zu erwartenden Schmierungszustandes auf Basis simulativ bestimmter Spaltweiten möglich.

Vor dem Ziel der Reduktion der Übergangsgeschwindigkeit für das Eintreten in den Vollschmierungsbereich (siehe Abschnitt 1.3.1) können somit einerseits die in den Kapiteln 2 und 3 beobachteten Effekte auf das Übergangsverhalten im Speziellen und andererseits das in Kapitel 2 vorgestellte Berechnungsverfahren im Allgemeinen als probates Mittel zur Zielerreichung angesehen werden.

4. Reibungsberechnung

Im Druckkammlager gilt, wie in hydrodynamischen Gleitlager im Allgemeinen, dass die vorherrschenden Reibmechanismen in Abhängigkeit von der Schmierungssituation des Lagers variieren. Besondere Bedeutung besitzt die Stärke des sich ausbildenden Schmierfilmes in Relation zu den sich gegenüberliegenden rauen Oberflächen der Kontaktpartner. Gelingt eine vollständige Trennung der Kontaktflächen durch den Schmierfilm, wird die Reibung in diesem Kontaktbereich hauptsächlich von Scherungsvorgängen im Fluid bestimmt. Reicht die Schmierfilmstärke hingegen nicht aus, um eine vollständige Trennung der Kontaktflächen zu gewährleisten, werden den fluidbedingten Scherkräften weitere aus den Festkörperberührungen resultierende Kraftkomponenten überlagert.

Das in Kapitel 2 vorgestellte Berechnungsverfahren bildet zunächst den hydrodynamischen Schmierfilmaufbau in einem Druckkammlager ab. Durch die im Folgenden dargestellten Ergänzungen soll gezeigt werden, wie sich mit Hilfe eines statistischen Oberflächenmodells sowohl ein durch etwaige Festkörperberührungen hervorgerufener Tragkraftanteil als auch entsprechende Reibungsverluste bestimmen lassen.

4.1. Reibungskenngrößen bei vollentwickeltem Schmierfilm

Die durch das Fluid innerhalb eines Flächenelementes hervorgerufene Reibungswirkung kann im Falle der hydrodynamischen Vollschrnierung durch den

Schubspannungsvektor $\vec{\tau}_{\text{Fluid}}$ beschrieben werden, welcher sich aus zwei Anteilen zusammensetzt:

$$\vec{\tau}_{\text{Fluid}} = \underbrace{\frac{\eta}{h} \cdot \begin{bmatrix} u_{\text{diff}} \\ v_{\text{diff}} \\ 0 \end{bmatrix}}_{\text{Fluidscherung}} + \underbrace{\frac{h}{2} \cdot \begin{bmatrix} \partial p / \partial x \\ \partial p / \partial y \\ 0 \end{bmatrix}}_{\text{Druckaufbau}} \quad (4.1)$$

Der viskositätsabhängige Anteil der Fluidscherung basiert auf dem NEWTON'schen Schubspannungsansatz, welcher eine direkte Proportionalität zwischen der Reibungsscherspannung und dem als Schergefälle bezeichneten Geschwindigkeitsgradienten in Spalthöhenrichtung herstellt. Bei großen Schergefällen liefert dieser Ansatz mitunter unrealistisch hohe Spannungswerte, weshalb in solchen Fällen eine Anpassung der Viskositätsberechnung nach EYRING empfohlen wird. Für die in dieser Arbeit hauptsächlich betrachteten Betriebspunkte bei relativ niedrigen Geschwindigkeiten, liefert der NEWTON'schen Schubspannungsansatz ausreichend gute Ergebnisse.

Die Reibkraft im Vollschrerungsgebiet $\vec{F}_{\text{F,Fluid}}$ ergibt sich als Flächenintegral der Schubspannung:

$$\vec{F}_{\text{F,Fluid}} = \iint \vec{\tau}_{\text{Fluid}} \, dA \quad (4.2)$$

Die spezifische Reibleistung $P_{\text{F,Fluid,A}}$ am Flächenelement wird als Skalarprodukt des Differenzgeschwindigkeits- und des Schubspannungsvektors bestimmt:

$$P_{\text{F,Fluid,A}} = \begin{bmatrix} u_{\text{diff}} \\ v_{\text{diff}} \\ w_{\text{diff}} \end{bmatrix} \cdot \vec{\tau}_{\text{Fluid}} \quad (4.3)$$

Die Verlustleistung im Druckkammager auf Grund der Reibvorgänge im Fluid $P_{\text{V,Fluid}}$ ergibt sich als Flächenintegral dieser spezifischen Reibleistung über dem Kontaktgebiet:

$$P_{\text{V,Fluid}} = \iint P_{\text{F,Fluid,A}} \, dA \quad (4.4)$$

4.2. Reibmodell für den Mischreibungskontakt

Ist der im Lager aufgebaute Schmierfilm nicht ausreichend stark, um die technisch rauen Laufflächen der Kontaktpartner vollständig voneinander zu trennen, kommt es zur Berührung einzelner Rauheitsspitzen. Das in Kapitel 2 vorgestellte hydrodynamische Berechnungsmodell bildet zunächst den Kontakt zwischen ideal glatten Laufflächen ab. Die realen Kontaktflächen weisen jedoch, wie in Abb. 43 dargestellt, Rauheiten auf, die sich beispielsweise aus dem Fertigungsprozess ergeben können. Kommt es zur Berührung von Rauheitsspitzen, werden diese deformiert, wobei der Deformation entgegengerichtete Normalkräfte erzeugt werden, die auf das jeweilige Flächenelement bezogen, als Festkörpertragdruck p_{FK} bezeichnet werden. Tritt eine tangentielle Relativbewegung zwischen den Laufflächen ein, wirkt an solchen sich berührenden Rauheitsspitzen zudem eine, der Bewegung entgegengerichtete, Reibkraftkomponente.

Aufgrund der Vielzahl der auf einem Flächenelement vorhandenen Rauheitsspitzen, deren unterschiedlichen Gestalt und der aus der Relativbewegung zwischen den Kontaktpartnern resultierenden Verschiebung, die für eine sich ständig verändernde Berührungssituation sorgt, erscheint eine exakte Berechnung der Kontaktsituation für die Berührung zweier realer Oberflächen zwar theoretisch möglich, für die in dieser Arbeit abzubildenden Kontaktflächen jedoch technisch unpraktikabel. Anstelle einer solchen deterministischen Modellierung der Kontaktflächen wird daher auf ein statistisches Ersatzmodell zurückgegriffen, welches zwar keine exakte Aussage für eine einzelnen Rauheitsberührung ermöglicht, das Kontaktverhalten für ein Flächenelement aber dennoch abzubilden vermag.

Zur Abbildung der durch partielle Festkörperberührungen hervorgerufenen Effekte, werden in dem vorgestellten Berechnungsgang während der Laufzeit Kennlinien verwendet, die einen Zusammenhang zwischen der jeweils am Flächenelement vorherrschenden Spaltweite und den dort auftretenden Kräften herstellen (siehe Abschnitt 2.8.2). Die der eigentlichen Berechnung vorgelagerte Bildung dieser Kennlinien zur Wiedergabe der Rauheitscharakteristika der realen Laufflächen erfolgt mit Hilfe eines Kugelkappenmodells, welches bereits von [Eng02] zur Modellierung eines Rad-Schiene-Systems und von [Wie05] bei der Abbildung des Nocken-Stößel-Kontaktes angewendet wur-

de. Die folgenden Ausführungen zur Beschreibung des Modells stützen sich im Wesentlichen auf diese beiden Arbeiten und konzentrieren sich auf die Umsetzung innerhalb des in dieser Arbeit erarbeiteten Berechnungsverfahrens für Druckkammlager, ausführlichere Beschreibungen zum Modell und Verweise auf dessen Grundlagen finden sich in den genannten Arbeiten.

4.2.1. Modellvorstellung Kontaktfläche

Anstelle der Berührung der realen Oberflächentopographien soll ein Ersatzsystem verwendet werden, welches den Einfluss von Festkörperberührungen in Abhängigkeit von der vorherrschenden Spaltweite für ein Flächenelement abbildet. Das Ersatzsystem besteht aus einer starren, ebenen Kontaktfläche, welche gegen eine aus deformierbaren Kugelhappen zusammengesetzte Gegenfläche gedrückt wird. Aus der von der Annäherung der Kontaktpartner abhängigen Verformung der Kugelhappen lassen sich Kontaktnormal- und Reibkräfte bestimmen. Abb. 47 illustriert schematisch den Transfer zweier Messschriebe gegenüberliegender Kontaktpartner zum aus Kugelhappen bestehenden Ersatzsystem.

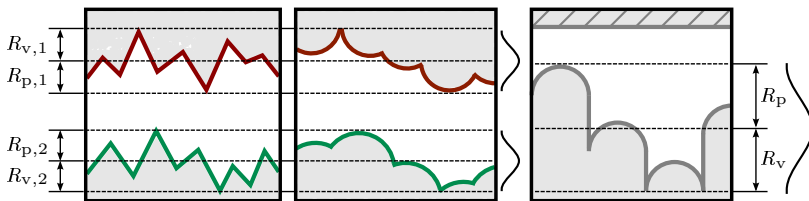


Abb. 47.: Übertragung von Rauheitsschrieben in das Oberflächenersatzsystem: Die Charakterisierung der Rauheitsschriebe (links) liefert Kennwerte, auf deren Basis Modellflächen aus Kugelhappen mit normalverteilten Profilhöhen gebildet werden (mitte), deren Verformungseigenschaften in das Ersatzsystem (rechts) übertragen werden.

Da sich in der realen Anwendung im Gegensatz zum Modell zwei raue Oberflächen berühren, muss die deformierbare Ersatzfläche derartig gestaltet werden, dass sie die überlagerten Verformungseigenschaften beider Oberflächen abbildet. Hierfür werden die Oberflächen zunächst einzeln anhand von zweidimensionalen Rauheitsschrieben charakterisiert und durch Kugelhappen

nachgebildet, bevor eine Überlagerung ihrer Eigenschaften zur deformierbaren Ersatzfläche erfolgt.

4.2.2. Charakterisierung realer Oberflächen anhand zweidimensionaler Rauheitsprofilschriebe

Unter Verwendung zweidimensionaler Rauheitsprofilschriebe der realen Kontaktflächen lassen sich die in [DINENISO4287] definierten Kenngrößen: quadratischer Mittenrauwert R_q , maximale Profiltiefe R_v und maximale Profilhöhe R_p bestimmen.

Als weitere Kenngröße wird ein mittlerer Kuppenradius \bar{R}_{as} bestimmt. In Anlehnung an [BLH97, S.65 ff] wird hierfür der betrachtete Rauheitsschrieb zunächst so verschoben, dass dessen niedrigster Punkt den Wert Null annimmt. Anschließend erfolgt eine Zerlegung des Schriebes in einzelne Auswertungsbereiche, die durch lokale Minima²³ begrenzt werden. Jeder Auswertebereich stellt eine Spitze innerhalb des Profilschriebes dar, die durch einen Kreisbogen angenähert werden soll. Innerhalb eines Auswertebereiches kann die Fläche unter dem Profilschrieb A_p als dessen Integral, sowie die Fläche unter der Verbindungslinie der begrenzenden Minima als orthogonale Trapezfläche A_T berechnet werden. Aus deren Differenz ergibt sich die Fläche A_{KK} zwischen dem Profil und der Verbindungslinie der Minima. Zur Annäherung des Profilverlaufs durch einen Kreisbogen, erfolgt die Abbildung der jeweils betrachteten Profilschreibe durch einen Kreisabschnitt, welcher ebenfalls durch die beiden ausgezeichneten Minima begrenzt wird, und dessen Flächeninhalt mit der Fläche zwischen Profil und Verbindungslinie A_{KK} übereinstimmt. Abb. 48 zeigt exemplarisch einen Ausschnitt aus einem Profilschrieb, für den Auswertungsbereiche mittels ausgezeichneter Minima (mit ausgefüllten, grünen Kreisen hinterlegte Messpunkte) identifiziert und durch Kuppenradien angenähert wurden. Zudem sind beispielhaft für einen Auswertungsbereich die zur Bestimmung des Kuppenradius verwendeten Flächen durch Schraffuren dargestellt.

²³Zur Vermeidung der Auswertung von Formabweichungen der 4. Ordnung, werden sogenannte „ausgezeichnete“ Minima verwendet, die einen Minimalwert für eine gewisse Anzahl von Stützpunkten in Ihrer Umgebung darstellen. Zur Bestimmung der in dieser Arbeit verwendeten Kennlinien wurde eine Umgebung von plus/minus zwei benachbarten Messpunkten verwendet.

erfassten Kuppenradien in die Bestimmung des mittleren Kuppenradius \bar{R}_{as} einbezogen werden.

4.2.3. Bildung einer Ersatzoberfläche als Kugelkappenmodell

Nach der zweidimensionalen Charakterisierung der Kontaktflächen (im folgenden gekennzeichnet durch die Indizes $_1$ und $_2$) können auf Grundlage der gewonnenen Kennwerte aus Kugelkappen zusammengesetzte Modellflächen (siehe Abb. 47, mitte) gebildet werden, für die in Anlehnung an [Eng02, S.67] folgende Annahmen gelten sollen:

- Die Rauheiten der Modellflächen werden durch Kugelkappen angenähert, deren Radius dem mittleren Kuppenradius $\bar{R}_{as,1}$ bzw. $\bar{R}_{as,2}$ entspricht.
- Die in [DINENISO4287] definierten Kenngrößen quadratischer Mittenrauwert R_q , maximale Profiltiefe R_v und maximale Profilhöhe R_p entsprechen den anhand der Profilschriebe der realen Oberflächen bestimmten Werten.
- Für die Höhen der Modellflächenrauheiten wird eine Normalverteilung unterstellt, deren Standardabweichung dem quadratischen Mittenrauwert und deren Mittelwert der maximalen Profiltiefe entspricht.

Das für die Berechnung der Kontaktkräfte erforderliche Ersatzsystem (Abb. 47 rechts) soll aus einer starren, ebenen Kontaktfläche und einer aus deformierbaren Kugelkappen zusammengesetzten Gegenfläche bestehen. Letztere ergibt sich als Überlagerung der beiden Modellflächen, wobei die folgenden Aspekte zu beachten sind.

Statistische Rauheitsparameter

Es wird angenommen, dass sich die maximale Profiltaltiefe R_v und maximale Profilhöhe der Ersatzfläche R_p jeweils als Summe der entsprechenden Werte der beiden Ursprungsflächen ergeben:

$$R_p = R_{p,1} + R_{p,2} \quad (4.7)$$

$$R_v = R_{v,1} + R_{v,2} \quad (4.8)$$

Der quadratische Mittenrauwert R_q der Ersatzfläche ergibt sich gem. [Eng02, Gl. (3.81)] in Abhängigkeit der Mittenrauwerte $R_{q,1}$ und $R_{q,2}$:

$$R_q = \sqrt{R_{q,1}^2 + R_{q,2}^2} \quad (4.9)$$

Anzahl der Kuppen auf einer Profillinie

Die Kenntnis der mittleren Kuppenradien der beiden Modellflächen $\bar{R}_{as,1}$ und $\bar{R}_{as,2}$ ermöglicht es, unter der Annahme einer Normalverteilung, die Anzahl j_p der entlang einer hypothetischen Messstrecke auf der Überlagerungsfläche zu erwartenden Kuppen abzuschätzen. Gem. [Wie05, Gl. (3.8) und Gl. (3.6)] gilt:

$$j_p = \frac{n_p \cdot 1 \text{ mm}}{2 \cdot \left((\bar{R}_{as,1} + \bar{R}_{as,2}) \cdot R_q - R_q^2 \right)} \quad (4.10)$$

Hierbei beschreibt der Faktor n_p den Effekt, dass die Rauheitskuppen nicht die vollständige Profillänge ausfüllen. [Wie05] schlägt für n_p den Wertebereich 0,6 ... 0,8 vor, in dieser Arbeit wird $n_p = 0,7$ verwendet.

Anzahl der Kuppen auf einem Flächenelement

Zur Bestimmung der flächenbezogenen Anzahl der Rauheitskuppen j_a^* auf Basis der Anzahl der Rauheitskuppen innerhalb einer Messstrecke nennt [Eng02, Gl. (3.23)] folgenden Zusammenhang:

$$j_a^* = \frac{2 \cdot \pi}{3 \cdot \sqrt{3}} \cdot j_p^2 \quad (4.11)$$

Aufgrund der Verwendung einer Messstreckenlänge von 1 mm in Gl. (4.10) ergibt sich der mit Gl. (4.11) bestimmte Wert bezogen auf eine 1 mm² große Fläche. Die Anzahl der innerhalb eines Flächenelementes mit der nominellen Kontaktfläche A_{nom} enthaltenen Rauheitskuppen j_a ergibt sich aus dem Produkt von flächenbezogener Anzahl und nomineller Kontaktfläche.

Bei einer Annäherung der Kontaktpartner kommen zunächst die höher gelegenen Kuppen in Berührung mit der Gegenfläche und werden zunehmend deformiert, während die tiefer gelegenen Bereiche der Profiltäler noch keine Deformation erfahren. Die reale Kontaktfläche, welche durch die Berührung der Oberflächen gebildet wird, muss somit kleiner oder gleich der nominellen Kontaktfläche des Flächenelementes sein.

Ersatzkuppenradius für die Tragkraftberechnung

Werden die beiden Kontaktpartner einander angenähert, kommt es durch die Berührung von gegenüberliegenden Rauheitsspitzen zur Ausbildung von Einzelkontakten. Da die im Modell abzubildenden Oberflächen durch Kugelkappen mit den Radien $\bar{R}_{\text{as},1}$ bzw. $\bar{R}_{\text{as},2}$ beschrieben werden, werden Einzelkontakte durch die Berührung von Kugeln mit entsprechenden Radien hervorgerufen. Für diese lässt sich ein reduzierter Radius \bar{R}_{as} nach dem HERTZ'schen Kontaktmodell bilden.

$$\frac{1}{\bar{R}_{\text{as}}} = \frac{1}{\bar{R}_{\text{as},1}} + \frac{1}{\bar{R}_{\text{as},2}} \quad (4.12)$$

Um vergleichbare Kontaktverhältnisse abzubilden, soll \bar{R}_{as} im Ersatzsystem ebenfalls als resultierender Rauheitsradius für die Tragkraftberechnung Verwendung finden. Einzelkontakte ergeben sich im Ersatzsystem als Berührungen von Kugelkappen mit einer Ebene. Aufgrund des quasi unendlich großen Krümmungsradius der ebenen Kontaktfläche, entspricht der reduzierte Rauheitsradius somit dem Radius der Kuppen der deformierbaren Kontaktfläche des Ersatzsystems.

Modelloberfläche im Ersatzsystem

Für die deformierbare Kontaktfläche des Ersatzsystems gilt in Anlehnung an [Eng02, S.71]:

- Der Radius aller Kuppen ist konstant (Verwendung von \bar{R}_{as} gem. vorherigen Ausführungen). Das sich ergebende Höhenprofil ist normalverteilt, die mittlere Profilhöhe \bar{h}_{hP} liegt bei R_v , die Standardabweichung σ_{hP} bei R_q .
- Auch die Höhe der Scheitelpunkte der Kuppen (im folgenden bezeichnet als Kuppenhöhe h_s) ist normal verteilt.

- Der Mittelwert der Kuppenhöhenverteilung liegt um 82 % der Standardabweichung über dem Mittelwert der Profilhöhenverteilung:

$$\bar{h}_s = \bar{h}_{hP} + 0,82 \cdot \sigma_{hP} = R_v + 0,82 \cdot R_q$$

- Die Standardabweichung der Kuppenhöhenverteilung beträgt 71 % der Standardabweichung der Profilhöhenverteilung:

$$\sigma_s = 0,71 \cdot \sigma_{hP} = 0,71 \cdot R_q$$

- Es wird eine maximale Profilhöhe angenommen, die dem maximalen Profilabstand bei Spitzenberührung und somit der Summe von R_p und R_v entspricht. Die auf die Standardabweichung der Kuppenhöhenverteilung normierte maximale Profilhöhe ergibt sich zu:

$$z_{\max} = (R_p + R_v) / \sigma_s$$

Abb. 49 stellt die Verteilungen der Profilhöhe und der Kuppenhöhen für die deformierbare Kugelkappenfläche am Beispiel eines Profilschnittes dar.

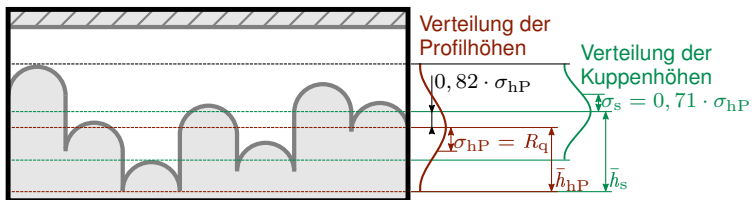


Abb. 49.: Höhenprofile im Ersatzsystem: Sowohl die Höhen im Profil als auch die Kuppenhöhen weisen eine Normalverteilung auf.

Die Kuppenhöhen sind von besonderer Bedeutung für das Modell, da eine Kugelkappe immer dann in Kontakt mit der starren Gegenfläche kommt, wenn die Höhe, in der sich die Gegenfläche befindet, ihre unverformte Kuppenhöhe unterschreitet. Im Falle einer Berührung ergibt sich aus der Differenz von Gegenflächen- und Kuppenhöhe die wirksame Deformation für die Kugelkappe.

Eine auf die Standardabweichung der Kuppenhöhenverteilung normierte Kuppenhöhe wird im Folgenden durch die Abkürzung s beschrieben:

$$s = \frac{h_s}{\sigma_s} \quad (4.13)$$

Für die normierte Dichtefunktion der Kuppenhöhen gilt:

$$\varphi_s(s) = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi}} \cdot \exp\left(-\frac{1}{2} \cdot \left(s - \frac{\bar{h}_s}{\sigma_s}\right)^2\right) \quad (4.14)$$

Durch Integration ergibt sich die Verteilungsfunktion Φ_s , welche die normierte Anzahl der Kugelkappen beschreibt, deren normierte Kuppenhöhe innerhalb der Integrationsgrenzen liegt. Wird die Obergrenze des Integrals auf die normierte, maximale Profilhöhe z_{\max} gesetzt, lässt sich unter Verwendung der Gesamtanzahl der Kugelkappen im Flächenelement j_a , für eine beliebige, auf die Standardabweichung der Kuppenhöhenverteilung normierte Profilhöhe der starren Gegenfläche z (mit: $0 \leq z \leq z_{\max}$) die Anzahl der die Gegenfläche berührenden Rauheitskuppen j_r berechnen:

$$j_r(z) = j_a \cdot \int_z^{z_{\max}} \varphi(s) \, ds \quad (4.15)$$

4.2.4. Berechnung der Festkörperkontaktkraft am Einzelkontakt

Die Deformation ζ , die eine als Kugelkappe abgebildete Rauheitsspitze bei Annäherung an die starre Gegenfläche erfährt, entspricht der Differenz aus ihrer Kuppenhöhe und der Gegenflächenhöhe:

$$\zeta = (s - z) \cdot \sigma_s \quad \text{für: } s \geq z; \quad \text{sonst: } \zeta = 0 \quad (4.16)$$

Solange hierbei eine kritische Deformation ζ_{elep} nicht überschritten wird, wird die Rauheitsspitze rein elastisch deformiert - Kenngrößen dieses Deformationsbereiches werden im Folgenden durch den Index $_{\text{el}}$ gekennzeichnet. Wird die Deformation weiter gesteigert, beginnt das Material zu plastifizieren. Die plastisch verformten Materialanteile sind hierbei zunächst von noch elastisch deformiertem Material umgeben, weshalb von elastischer/eingeschlossen plastischer Deformation gesprochen wird - Größen aus diesem Deformationsbereich werden durch den Index $_{\text{elep}}$ gekennzeichnet. Mit zunehmender Deformation wächst der plastifizierte Materialanteil an, bis mit Erreichen des Deformationskennwertes ζ_{pl} keine elastisch deformierten Bereiche mehr vorhanden sind. Bei weiterer Deformationszunahme fließt das Material vollplastisch, die Kennzeichnung in diesem Bereich erfolgt durch den Index $_{\text{pl}}$.

Übergänge zwischen den Deformationsbereichen

Für den Übergang vom elastischen zum elastisch/eingeschlossen plastischen Deformationsbereich gilt:

$$\zeta_{\text{elep}} = \frac{64}{25} \cdot \pi^2 \cdot \bar{R}_{\text{as}} \cdot \left(\frac{R_{\text{p0},2}}{E_{\text{red}}} \right)^2 \quad (4.17)$$

Wobei $R_{\text{p0},2}$ die Streckgrenze des Materials darstellt und der reduzierte Elastizitätsmodul E_{red} gem. Gl. (2.18) bestimmt wird.

Die beim ersten Auftreten plastischer Verformungen in einem Kugel-Ebene-Kontakt wirksame Normalkraft $F_{\text{N0,elep}}$ bestimmt sich näherungsweise zu:

$$F_{\text{N0,elep}} = \frac{1024}{375} \cdot \pi^3 \cdot R_{\text{p0},2}^3 \cdot \left(\frac{\bar{R}_{\text{as}}}{E_{\text{red}}} \right)^2 \quad (4.18)$$

Für den Übergang in den vollplastischen Bereich leitet [Eng02] folgende Zusammenhänge für die Deformation ζ_{pl} und die am Übergang wirksame Normalkraft für eine Kugelkappe $F_{\text{N0,pl}}$ her:

$$\zeta_{\text{pl}} = 1800 \cdot \bar{R}_{\text{as}} \cdot \left(\frac{R_{\text{e}}}{E_{\text{red}}} \right)^2 \quad (4.19)$$

$$F_{\text{N0,pl}} = 3600 \cdot c_y \cdot \pi \cdot R_{\text{p0},2}^3 \cdot \left(\frac{\bar{R}_{\text{as}}}{E_{\text{red}}} \right)^2 \quad \text{mit: } c_y \approx 3 \quad (4.20)$$

Die Übergangsdeformationen lassen sich ebenfalls als auf die Standardabweichung der Kuppnhöhen normierte Größen darstellen:

$$z_{\text{elep}} = \zeta_{\text{elep}} / \sigma_s \quad (4.21)$$

$$z_{\text{pl}} = \zeta_{\text{pl}} / \sigma_s \quad (4.22)$$

Wird die starre Gegenfläche um den normierten Annäherungsbetrag z_{an} gegenüber der maximalen Profilhöhe z_{max} auf die normierte Höhe z verschoben, ergeben sich für verschieden hohe Rauheitskuppen unterschiedlich starke Deformationen, in Abhängigkeit von deren jeweiliger Kuppnhöhe. Abb. 50 stellt schematisch die sich daraus ergebende Einteilung in unterschiedliche Deformationsbereiche dar.

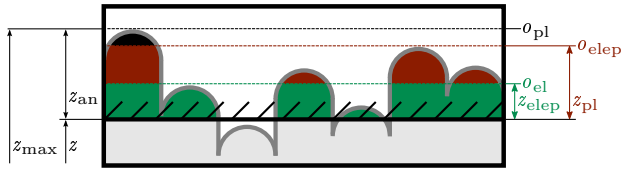


Abb. 50.: Verformungsbereiche: Die normierten Höhen o_{el} , o_{elep} und o_{pl} stellen die maximalen Kuppnhöhen der jeweils darunter liegenden Deformationsbereiche dar. [Eng02, Bild 3.7]

Elastisch deformierter Bereich

Im rein elastisch deformierten Bereich ($\zeta < \zeta_{\text{elep}}$) lassen sich die Normalkraft an einer Kuppe $F_{\text{N,el,as}}$ und die reale Kontaktfläche $A_{\text{r,el,as}}$ nach HERTZ berechnen. Es gilt:

$$A_{\text{r,el,as}}(\zeta) = \pi \cdot \bar{R}_{\text{as}} \cdot \zeta \quad (4.23)$$

$$F_{\text{N,el,as}}(\zeta) = \frac{2}{3} \cdot E_{\text{red}} \cdot \sqrt{\bar{R}_{\text{as}}} \cdot \sqrt{\zeta^3} \quad (4.24)$$

Plastisch deformierter Bereich

Für den vollplastischen Bereich ($\zeta > \zeta_{pl}$) ergeben sich die reale Kontaktfläche $A_{r,pl,as}$ und die wirksame Normalkraft $F_{N,pl,as}$ an einer Rauheitskuppe nach [Joh85]:

$$A_{r,pl,as}(\zeta) = 2 \cdot \pi \cdot \bar{R}_{as} \cdot \zeta \quad (4.25)$$

$$F_{N,pl,as}(\zeta) = 2 \cdot c_y \cdot \pi \cdot R_{p0,2} \cdot \bar{R}_{as} \cdot \zeta \quad \text{mit: } c_y \approx 3 \quad (4.26)$$

Elastisch/eingeschlossen plastisch deformierter Bereich

Zwischen dem rein elastisch und dem vollständig plastisch deformierten Bereich ($\zeta_{elep} < \zeta < \zeta_{pl}$) ermittelt [Eng02] auf Basis gemessener Kraft-Eindring-Kurven einen funktionellen Zusammenhang zwischen der auftretenden Normalkraft an einer Einzelrauheit $F_{N,elep,as}$ und der Deformation.

$$F_{N,elep,as} = F_{N0,elep} \cdot c_a \cdot \left(\frac{\zeta}{\zeta_{elep}} \right)^{c_b} \quad (4.27)$$

Damit beim Wechsel aus dem rein elastisch deformierten in den elastisch/eingeschlossen plastisch deformierten Bereich ($\zeta = \zeta_{elep}$) ein kontinuierlicher Übergang gewahrt bleibt, muss $c_a = 1$ gelten. Der zweite Koeffizient der Gleichung kann durch die Forderung eines ebenfalls kontinuierlichen Übergangs in den vollplastischen Bereich bestimmt werden. Zur Erfüllung dieser Forderung muss gelten:

$$c_b = \frac{\ln \left(\frac{F_{N0,pl}}{F_{N0,elep}} \right)}{\ln \left(\frac{\zeta_{pl}}{\zeta_{elep}} \right)} \quad (4.28)$$

Aus Gl. (4.28) folgt: $c_b \approx 1,405$, dieser Wert wird in Übereinstimmung mit [Eng02] und [Wie05] für die weiteren Berechnungen zugunsten kontinuierlicher Bereichsübergänge verwendet, auch wenn [Eng02] beschreibt, dass sich mit $c_b = 1,26$ prinzipiell eine bessere Übereinstimmung mit den gemessenen Kraft-Eindring-Kurven erreichen ließe.

Für die reale Kontaktfläche an einer Rauheitskuppe $A_{r,elep,as}$ erfolgt wie in [Eng02] eine Linearisierung zwischen dem rein elastischen und dem vollständig plastischen Deformationsbereich:

$$A_{r,elep,as} = m_{Det} \cdot \pi \cdot \bar{R}_{as} \cdot \zeta + (1 - m_{Det}) \cdot \pi \cdot \bar{R}_{as} \cdot \zeta_{elep} \quad (4.29)$$

$$\text{mit: } m_{Det} = \frac{2 \cdot \zeta_{pl} - \zeta_{elep}}{\zeta_{pl} - \zeta_{elep}} \approx 2,014$$

In Abb. 51 ist der sich aus den Definitionen (4.24), (4.27) und (4.26) ergebende, auf die Übergangskraft $F_{N0,elep}$ normierte Verlauf der Normalkraft für eine Einzelkuppe $F_{N,as}$ über deren auf die Übergangsdeformation η_{elep} normierten Verformung aufgetragen.

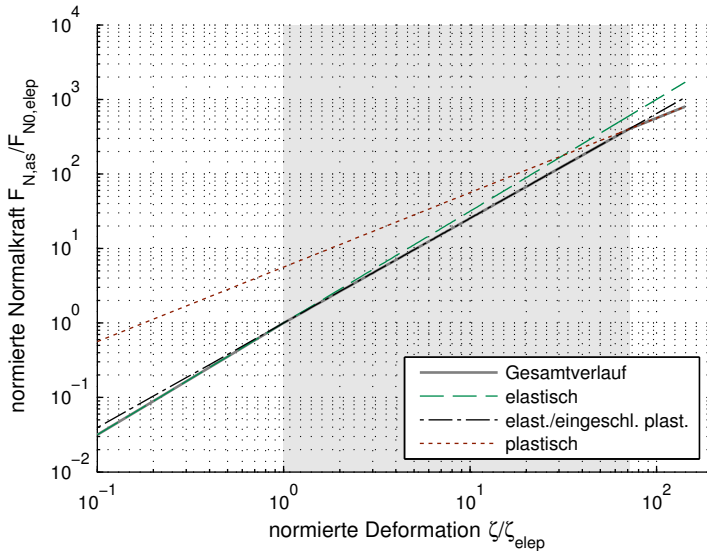


Abb. 51.: Normierte Kraft-Eindring-Kurve: Für die drei Deformationsbereiche: elastisch (links), elastisch/eingeschlossen plastisch (mitte, hellgrau) und plastisch (rechts). Vergleiche [Eng02, Bild 3.10]

4.2.5. Berechnung der Festkörperkontaktkraft am Flächenelement

Das bestimmte Integral der normierten Dichtefunktion multipliziert mit der Anzahl der insgesamt im Flächenelement enthaltenen Rauheitskuppen j_a ergibt die Anzahl der zwischen den Integrationsgrenzen liegenden Rauheiten. Ein infinitesimal kleines Integrationsintervall um die normierte Kuppenhöhe s ergäbe die Anzahl der auf dieser Höhe liegenden Rauheitskuppen. Diese erfahren bezüglich der normierten Höhe der Gegenfläche z die ebenfalls normierte Deformation $(s - z)$, welcher sich durch Umstellung von Gl. (4.16) und Anwendung einer geeigneten Deformations-Normalkraft-Beziehung (Gl. (4.24), (4.27) oder (4.26)) eine von jeder Einzelkuppe erzeugte Normalkraft $F_{N,as}$ zuordnen lässt. Das Produkt von Einzelkontaktkraft und Anzahl der Kuppen auf der betrachteten Höhe entspricht der Normalkraft, die durch alle Rauheitskuppen der Höhe s für das Flächenelement erzeugt wird. Durch Integration über den zwischen z und z_{\max} eingeschlossenen Bereich der deformierten Kuppen ergibt sich somit prinzipiell die aufgrund der Festkörperberührungen im Flächenelement hervorgerufene Normalkraft F_z .

Überspannt das deformierte Höhenintervall, wie in Abb. 50 dargestellt, mehrere Verformungsbereiche, ist aufgrund der unterschiedlichen Deformations-Normalkraft-Beziehungen zunächst die Bildung separater Integrale erforderlich, welche die Normalkraftanteile der Verformungsbereiche $F_{N,el}(z)$, $F_{N,elep}(z)$ und $F_{N,pl}(z)$ zum Ergebnis haben. Die Normalkraft des Flächenelementes ergibt sich als deren Summe:

$$F_{N,FK,A}(z) = F_{N,el}(z) + F_{N,elep}(z) + F_{N,pl}(z) \quad (4.30)$$

Für die Normalkraftanteile der Verformungsbereiche gilt:

$$F_{N,el}(z) = \frac{2}{3} \cdot E_{\text{red}} \cdot \sqrt{\bar{R}_{as}} \cdot j_a \cdot \sqrt{\sigma_s^3} \cdot \int_z^{o_{el}} \varphi_s(s) \cdot \sqrt{(s - z)^3} \, ds \quad (4.31)$$

$$F_{N,elep}(z) = F_{N0,elep} \cdot j_a \cdot \left(\frac{\sigma_s}{\zeta_{elep}} \right)^{c_b} \cdot \int_{o_{el}}^{o_{elep}} \varphi_s(s) \cdot (s - z)^{c_b} \, ds \quad (4.32)$$

$$F_{N,pl}(z) = 2 \cdot c_y \cdot \pi \cdot R_{p0,2} \cdot \bar{R}_{as} \cdot j_a \cdot \sigma_s \cdot \int_{o_{elep}}^{o_{pl}} \varphi_s(s) \cdot (s - z) \, ds \quad (4.33)$$

Die hierin verwendeten Integrationsgrenzen ergeben sich in Abhängigkeit von der normierten Höhe der starren Gegenfläche z nach dem in Abb. 52 dargestellten Schema.

WAHR	$z > z_{\max} - z_{\text{elep}}?$	
	WAHR	FALSCH
Nur elastisch deformierte Kuppen! $o_{\text{el}} = z_{\max}$ $o_{\text{elep}} = o_{\text{el}}$	$o_{\text{el}} = z + z_{\text{elep}}$	
	WAHR	FALSCH
	Keine vollplastisch deformierten Kuppen! $o_{\text{elep}} = z_{\max}$	Auch vollplastisch deformierten Kuppen! $o_{\text{elep}} = z + z_{\text{pl}}$
$o_{\text{pl}} = z_{\max}$		

Abb. 52.: Bestimmung der Deformationsbereichsgrenzen: Die Obergrenzen der Integrationsbereiche ergeben sich in Abhängigkeit von der normierten Höhe der starren Gegenfläche z .

Ist der normierte Abstand zwischen der Gegenfläche und der maximalen Profilhöhe kleiner als die normierte Deformation zu Beginn erster plastischer Deformationen, sind nur elastisch deformierte Rauheiten im Flächenelement zu finden. In diesem Fall werden alle Obergrenzen auf den Wert der maximalen Profilhöhe gesetzt. Die gesamte Normalkraft ergibt sich durch den elastischen Anteil nach Gl. (4.31), da die Integrale der Gleichungen (4.32) und (4.33) aufgrund zusammenfallender Integrationsgrenzen den Wert Null ergeben.

Übersteigt der Abstand von Gegenfläche und maximaler Profilhöhe ($z_{\max} - z$) die normierte Deformation zu Beginn erster plastischer Deformationen, ergibt sich die Integrationsobergrenze des elastischen Bereichs o_{el} als Summe von z und z_{elep} . Nur Kuppen unter dieser Höhenmarke werden rein elastisch deformiert, darüber liegende Rauheiten erfahren so starke Deformationen, dass zumindest teilweise plastische Verformungen auftreten, deshalb wird o_{el} in Gl. (4.32) als untere Integrationsgrenze angesetzt.

Ist die Entfernung zwischen Gegenfläche und maximaler Profilhöhe geringer als die Deformation, bei der das vollplastische Fließen beginnt, entspricht die obere Integrationsgrenze des elastisch/eingeschlossen plastischen Bereichs o_{elep} der maximalen Profilhöhe. Das Integral aus Gl. (4.33) liefert in diesem Fall den Wert Null. Ist die Entfernung jedoch größer, treten alle drei

Verformungsbereiche ein (siehe Abb. 50) und die obere Integrationsgrenze ergibt sich als Summe aus z und z_{pl} . Die ober Integrationsgrenze des plastischen Deformationsbereiches o_{pl} stimmt immer mit der maximalen Profilhöhe überein.

Analoge Überlegungen gelten für die reale Kontaktfläche im Flächenelement $A_r(z)$, auch diese ergibt sich als Summe der Anteile aus den drei Verformungsbereichen $A_{r,\text{el}}(z)$, $A_{r,\text{elep}}(z)$ und $A_{r,\text{pl}}(z)$:

$$A_r(z) = A_{r,\text{el}}(z) + A_{r,\text{elep}}(z) + A_{r,\text{pl}}(z) \quad (4.34)$$

Für die Einzelanteile gilt:

$$A_{r,\text{el}}(z) = \pi \cdot \bar{R}_{\text{as}} \cdot j_a \cdot \sigma_s \cdot \int_z^{o_{\text{el}}} \varphi_s(s) \cdot (s - z) \, ds \quad (4.35)$$

$$\begin{aligned} A_{r,\text{elep}}(z) &= m_{\text{Det}} \cdot \pi \cdot \bar{R}_{\text{as}} \cdot j_a \cdot \sigma_s \cdot \int_{o_{\text{el}}}^{o_{\text{elep}}} \varphi_s(s) \cdot (s - z) \, ds \\ &+ (1 - m_{\text{Det}}) \cdot \pi \cdot \bar{R}_{\text{as}} \cdot j_a \cdot \zeta_{\text{elep}} \cdot \int_{o_{\text{el}}}^{o_{\text{elep}}} \varphi_s(s) \, ds \end{aligned} \quad (4.36)$$

$$A_{r,\text{pl}}(z) = 2 \cdot \pi \cdot \bar{R}_{\text{as}} \cdot j_a \cdot \sigma_s \cdot \int_{o_{\text{elep}}}^{o_{\text{pl}}} \varphi_s(s) \cdot (s - z) \, ds \quad (4.37)$$

Durch eine Anpassung von Gl. (4.15) lässt sich zudem die Anzahl der Rauheitskuppen in den jeweils betroffenen Verformungsbereichen bestimmen:

$$j_{r,\text{el}}(z) = j_a \cdot \int_z^{o_{\text{el}}} \varphi_s(s) \, ds \quad (4.38)$$

$$j_{r,\text{elep}}(z) = j_a \cdot \int_{o_{\text{el}}}^{o_{\text{elep}}} \varphi_s(s) \, ds \quad (4.39)$$

$$j_{r,\text{pl}}(z) = j_a \cdot \int_{o_{\text{elep}}}^{o_{\text{pl}}} \varphi_s(s) \, ds \quad (4.40)$$

4.2.6. Bestimmung der auf ein Flächenelement bezogenen Reibkräfte

Die direkte, normal belastete Berührung der Oberflächen zweier Festkörper ermöglicht das Auftreten von Reibkräften, die der Einleitung oder Aufrechterhaltung einer Relativbewegung zwischen den Kontaktflächen entgegengerich-

tet sind. Eine vereinfachte Einteilung von Reibmechanismen, die als mögliche Ursachen in Frage kommen, geben [CH15, S. 98ff], sie unterscheiden:

- **Adhäsion und Scherung:** Die Bildung von Adhäsionsbindungen zwischen den Oberflächen der Kontaktpartner und deren Zerstörung durch Schervorgänge infolge einer Relativbewegung ist die Ursache des adhäsionsabhängigen Reibkraftanteils.
- **Plastische Deformation:** Die (teil-)plastische Verformung von Mikrokontakten und die damit einhergehende Energiedissipation bewirken den deformationsabhängigen Reibkraftanteil.
- **Furchung:** Furchung entsteht wenn bei Kontaktpartnern unterschiedlicher Härte Rauheitsspitzen der härteren Fläche in das Grundmaterial des weicheren Körpers eindringen und dieses bei Relativbewegungen auftrennen. Der Reibungsanteil wird insbesondere durch den Widerstand des weicheren Körpers gegen diese Durchfurchung bestimmt. Neben Rauheitsspitzen können auch eingebettete, harte Verschleißpartikel zur Furchung der Kontaktflächen führen.
- **Elastische Hysterese und Dämpfung:** Als „innere Reibung“ bezeichnete Energieverluste, die zur unvollständigen Energierückgabe elastisch deformierter Bereiche führen (Hysterese), werden als Ursache für dämpfungsbedingte Reibungsverluste angesehen.

Hystereseverluste treten insbesondere bei elastoviskosen Materialien (beispielsweise Gummi) auf, deren Verhalten durch einen elastischen und einen viskosen Anteil beschrieben werden kann. Der elastische Anteil verformt sich bei äußerer, mechanischer Anregung prinzipiell reversibel, jedoch dämpft der viskose Verformungsanteil seine rückstellende Wirkung, weshalb die eingeleitete mechanische Energie nicht vollständig als mechanische Energie abgegeben wird. Für die in Druckkammern eingesetzten Materialien (Metalle) ist der viskose Anteil allerdings so gering, dass er bei der Abbildung von Reibungsvorgängen in dieser Arbeit vernachlässigt wird.

Auch Furchung stellt für die betrachtete Anwendung einen weniger bedeutenden Reibmechanismus dar und wird daher nicht modelliert. Aufgrund der meist sehr ähnlichen Härten der Kontaktpartner sind die Voraussetzungen für das Eintreten von Gegenkörperfurchungen nicht gegeben, das Auftreten

von Fremdpartikeln, die zur Teilchenfurchung führen könnten, ist auch im Interesse anderer Kontaktstellen (Zahnkontakt), durch den Einsatz geeigneter konstruktiver Maßnahmen, wie etwa die Verwendung von Schmierstofffiltern, zu beschränken.

Verbleibende Reibmechanismen für die Abbildung des Festkörperreibverhaltens sind die deformationsbedingte und die adhäsionsbedingte Reibung, deren Modellierung im Folgenden dargestellt wird. Die an einem Flächenelement wirksame Festkörperreibungskraft $F_{F,FK}$ ergibt sich dementsprechend als Summe der deformationsbedingten $F_{F,FK,def}$ und der adhäsionsbedingten Festkörperreibungskraft $F_{F,FK,ad}$.

$$F_{F,FK} = F_{F,FK,ad} + F_{F,FK,def} \quad (4.41)$$

Deformationsbedingte Reibungskraft

Bei der Berührung zweier Körper unter Normalkraftbelastung und tangentialer Relativbewegung ist mit dem Auftreten von Verformungen im Kontaktbereich zu rechnen. Bei Druckkammern treten diese Verformungen im makroskopischen Bereich (vergl. Abschnitt 2.8) vornehmlich elastisch²⁴ auf und sind daher hinsichtlich der Abbildung von Reibungsverlusten eher unbedeutend. Auf mikroskopischer Skala werden die Oberflächenrauheiten jedoch elastisch und gegebenenfalls sogar (teil-)plastisch deformiert, wodurch dissipative Verluste entstehen.

Die Berechnung dieser Verluste erfolgt anhand einer Energiebetrachtung. Werden zwei nebeneinander angeordnete, repräsentative Rauheitskuppen der gegenüberliegenden Kontaktflächen, wie in Abb. 53 dargestellt, tangential ineinander geschoben, ergibt sich die reale Kontaktfläche $A_{r,rK}$. Der Durchmesser der realen Kontaktfläche $d_{r,rK}$ entspricht in etwa dem erforderlichen Verschiebeweg $s_{r,rK}$, um die Kuppen mittig übereinander zu bringen. Die für die tangentialen Verschiebung erforderliche Verformungsenergie $W_{def,rK}$ ergibt sich als Produkt der Reibkraft $F_{F,def,rK}$ und des Verschiebeweges $s_{r,rK}$. Gemäß [Eng02] entspricht diese der Energie, die erforderlich ist, um zwei übereinan-

²⁴Sollten tatsächlich (teil-)plastische Verformungen an den Laufflächen in makroskopischer Größenordnung auftreten, ist davon auszugehen, dass sich innerhalb weniger Überrollungen eine Verfestigung einstellt und im Folgenden rein elastische Verformungen erfolgen.

der angeordnete, repräsentative Kuppen normal ineinander zu drücken, so dass sich ebenfalls eine reale Kontaktfläche der Größe $A_{r,rK}$ ergibt. Die Verformungsenergie entspricht in diesem Fall dem Wegintegral der Normalkraft $F_{N,rK}$ über der Annäherung ζ_{rK} .

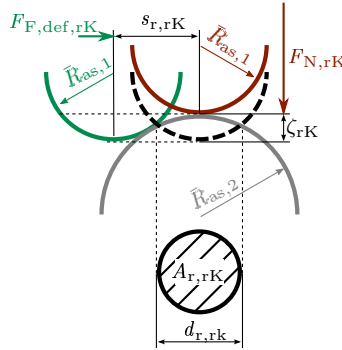


Abb. 53.: Deformationen beim Kontakt repräsentativer Rauheiten: Es wird angenommen, dass die erforderliche Deformationsenergie bei tangentialer Annäherung $F_{F,def,rK} \cdot s_{r,rK}$ (grün nach schwarz) gleich der Deformationsenergie bei normaler Annäherung $F_{N,rK} \cdot \zeta_{rK}$ (rot nach schwarz) ist, wenn sich in beiden Fällen die reale Kontaktfläche $A_{r,rK}$ ergibt.

Im verwendeten Ersatzsystem erfolgt die Berechnung für den Kontakt einer repräsentativen Rauheit mit dem Radius \bar{R}_{as} mit einer ebenen Gegenfläche. Da sich dieser Radius gem. Gl. (4.12) wie der reduzierte Radius eines HERZ-Kontaktes zweier Kugeln der Radien $\bar{R}_{as,1}$ und $\bar{R}_{as,2}$ verhält, scheint prinzipiell eine gute Übertragbarkeit gegeben zu sein.

Im Flächenelement treten aufgrund der Kuppenhöhenverteilung in Abhängigkeit von der Profilhöhe der Gegenfläche mitunter alle drei Verformungsbereiche (siehe Abb. 50) zeitgleich auf. Deren Anteile an der deformationsbedingten Reibkraft werden in Anlehnung an [Wie05] zunächst separat berechnet, bevor ihre Gesamtwirkung als Summe der Anteile bestimmt wird. Die reale Kontaktfläche einer repräsentativen Kuppe innerhalb eines Verformungsbereiches ergibt sich jeweils als Quotient der realen Kontaktfläche (Gl. (4.35), Gl. (4.36)

und Gl. (4.37)) und der Anzahl der die Gegenfläche berührenden Rauheiten (Gl. (4.38), Gl. (4.39) und Gl. (4.40)) in diesem Bereich.

$$A_{r,rK,el}(z) = \frac{A_{r,el}(z)}{j_{r,el}(z)} \quad (4.42)$$

$$A_{r,rK,elep}(z) = \frac{A_{r,elep}(z)}{j_{r,elep}(z)} \quad (4.43)$$

$$A_{r,rK,pl}(z) = \frac{A_{r,pl}(z)}{j_{r,pl}(z)} \quad (4.44)$$

Anhand der realen Kontaktflächen der repräsentativen Kuppen, lassen sich diesen durch Umstellung von Gl. (4.23), Gl. (4.29) und Gl. (4.25) erfahrene Deformationen zuordnen:

$$\zeta_{rK,el}(z) = \frac{A_{r,rK,el}(z)}{\pi \cdot \bar{R}_{as}} \quad (4.45)$$

$$\zeta_{rK,elep}(z) = \frac{A_{r,rK,elep}(z) - (1 - m_{Det}) \cdot \pi \cdot \bar{R}_{as} \cdot \zeta_{elep}}{m_{Det} \cdot \pi \cdot \bar{R}_{as}} \quad (4.46)$$

$$\zeta_{rK,pl}(z) = \frac{A_{r,rK,pl}(z)}{2 \cdot \pi \cdot \bar{R}_{as}} \quad (4.47)$$

Die Deformationsarbeit an den repräsentativen Kuppen ergibt sich durch Integration der Normalkraft über deren Verformung:

$$W_{def,rK,el}(z) = \alpha_{Hys} \cdot \frac{4}{15} \cdot E_{red} \cdot \sqrt{\bar{R}_{as}} \cdot \sqrt{\left(\zeta_{rK,el}(z)\right)^5} \quad (4.48)$$

$$W_{def,rK,elep}(z) = \alpha_{Hys} \cdot \frac{4}{15} \cdot E_{red} \cdot \sqrt{\bar{R}_{as}} \cdot \sqrt{\zeta_{elep}^5} \quad (4.49)$$

$$\begin{aligned} & + \frac{1}{c_b + 1} \cdot \frac{F_{N0,elep}}{\zeta_{elep}^{c_b}} \cdot \left(\left(\zeta_{rK,elep}(z) \right)^{c_b+1} - \zeta_{elep}^{c_b+1} \right) \\ W_{def,rK,pl}(z) & = \alpha_{Hys} \cdot \frac{4}{15} \cdot E_{red} \cdot \sqrt{\bar{R}_{as}} \cdot \sqrt{\zeta_{elep}^5} \quad (4.50) \\ & + \frac{1}{c_b + 1} \cdot \frac{F_{N0,elep}}{\zeta_{elep}^{c_b}} \cdot (\zeta_{pl}^{c_b+1} - \zeta_{elep}^{c_b+1}) \\ & + c_y \cdot \pi \cdot R_{p02} \cdot \bar{R}_{as} \cdot \left(\left(\zeta_{rK,pl}(z) \right)^2 - \zeta_{pl}^2 \right) \end{aligned}$$

Da der elastische Anteil an der Deformationsenergie während der Entlastung, die sich zum Ende einer Kontaktüberrollung ergibt, wieder frei gesetzt wird, hat dieser üblicherweise keinen Einfluss auf die Reibungswirkung.

[Eng02] verweist jedoch darauf, dass es beispielsweise in Folge „einer zeit-abhängigen, reversiblen Umlagerung von Fremdatomen und Versetzungen“ zu Hystereseeffekten bei rein elastischen Deformationen kommen kann. Dieser Verlustanteil an der gesamten elastischen Deformationsenergie wird durch den Faktor α_{Hys} beschrieben. [Eng02] gibt als eine Abschätzung auf Grund der Rollreibung am Rad-Schiene-Kontakt für dessen Obergrenze einen Wert von 7 % an. Im folgenden vernachlässigen [Eng02] und [Wie05] den Reibungseinfluss der elastisch deformierten Rauheitsgruppen aufgrund dessen sehr geringen Beitrages zur Gesamtreibung, in dieser Arbeit wird er der Vollständigkeit halber weiter aufgeführt, auch wenn sich erwartungsgemäß nur marginale Einflüsse für diesen Verformungsbereich ergaben.

In Gl. (4.49) und Gl. (4.50) müssen den innerhalb des jeweiligen Verformungsbereichs aufgewandten Deformationsenergien die erforderliche Energie zur „Durchquerung“ der vorgelagerten Verformungsbereiche hinzugefügt werden.

Unter der Prämisse, dass der von der repräsentativen Rauheit zurückgelegte Reibweg $s_{r,rK}$ dem Durchmesser ihrer reellen Kontaktfläche $d_{r,rK}$ (vergl. Abb. 53) entspricht, lässt sich aus der Deformationsarbeit als Produkt von Reibkraft und Reibweg die deformationsbedingte Reibkraft an einer repräsentativen Rauheitskuppe des jeweiligen Verformungsbereiches bestimmen. Wird diese mit der Anzahl der in diesem Verformungsbereich vorliegenden Rauheiten multipliziert, ergibt sich die deformationsbedingte Reibkraft des Bereiches:

$$F_{F,\text{def},\text{el}}(z) = j_{r,\text{el}} \cdot \frac{W_{\text{def},rK,\text{el}}(z)}{\sqrt{\frac{4 \cdot A_{r,rK,\text{el}}}{\pi}}} \quad (4.51)$$

$$F_{F,\text{def},\text{elep}}(z) = j_{r,\text{elep}} \cdot \frac{W_{\text{def},rK,\text{elep}}(z)}{\sqrt{\frac{4 \cdot A_{r,rK,\text{elep}}}{\pi}}} \quad (4.52)$$

$$F_{F,\text{def},\text{pl}}(z) = j_{r,\text{pl}} \cdot \frac{W_{\text{def},rK,\text{pl}}(z)}{\sqrt{\frac{4 \cdot A_{r,rK,\text{pl}}}{\pi}}} \quad (4.53)$$

Die gesamte deformationsbedingte Reibkraft $F_{F,\text{FK},\text{def}}$ für ein Flächenelement ergibt sich als Summe dieser Anteile:

$$F_{F,\text{FK},\text{def}}(z) = F_{F,\text{def},\text{el}}(z) + F_{F,\text{def},\text{elep}}(z) + F_{F,\text{def},\text{pl}}(z) \quad (4.54)$$

Adhäsionsbedingte Reibungskraft

Bei der direkten Berührung der Oberflächen zweier metallischer Festkörper kann es zur Ausbildung adhäsiver Bindungen innerhalb der realen Kontaktfläche kommen. Bei tangentialer Relativbewegung ist der erforderliche Energieaufwand für deren Trennung als adhäsionsbedingte Reibungswirkung zu beobachten. Ein einfacher Ansatz zu deren Modellierung ist das Scherfestigkeitsmodell nach BOWDEN und TABOR, bei dem die adhäsionsbedingte Reibkraft $F_{F,FK,ad}$ als Produkt einer maximal ertragbaren Schubspannung und der realen Kontaktfläche gebildet wird. In Anlehnung an [Eng02] werden die Produkte für den elastisch/eingeschlossen plastischen und den plastischen Verformungsbereich separat gebildet und anschließend überlagert.

$$F_{F,FK,ad}(z) = F_{F,ad,elep}(z) + F_{F,ad,pl}(z) = \tau_{elep} \cdot A_{r,ad,elep}(z) + \tau_{pl} \cdot A_{r,ad,pl}(z) \quad (4.55)$$

Hierin stellen $A_{r,ad,elep}$ und $A_{r,ad,pl}$ die realen, adhäsionswirksamen Kontaktflächen, τ_{elep} und τ_{pl} die Scherfestigkeit der adhäsiven Bindungen in den jeweiligen Deformationsbereichen dar. Letztere können aufgrund von Verunreinigungen oder Oxidschichten geringer ausfallen als die Scherfestigkeit des Grundwerkstoffs des weicheren Kontaktpartners τ_s , weshalb sie durch die Faktoren m_{elep} bzw. m_{pl} abgemindert werden:

$$\tau_{elep} = m_{elep} \cdot \tau_s \quad \text{mit:} \quad m_{elep} = 0,6 \dots 0,85 \quad (4.56)$$

$$\tau_{pl} = m_{pl} \cdot \tau_s \quad \text{mit:} \quad m_{pl} = 0,8 \dots 0,95 \quad (4.57)$$

Für die Berechnungen in dieser Arbeit findet jeweils der Mittelwert des angegebenen Bereichs für die Abminderungsfaktoren Anwendung. Zur Abschätzung der Scherfestigkeit des weicheren Kontaktpartners anhand dessen Streckgrenze $R_{p0,2}$ verweist [Wie05] auf folgenden Zusammenhang:

$$\tau_s \approx 0,58 \cdot R_{p0,2} \quad (4.58)$$

Für die Rauheiten im elastisch/eingeschlossen plastischen Verformungsbereich entspricht die reale, adhäsionswirksame Kontaktfläche der nach Gl. (4.36) bestimmten realen Kontaktfläche.

$$A_{r,ad,elep}(z) = A_{r,elep}(z) \quad (4.59)$$

Im Bereich der plastisch deformierten Rauheiten ergibt sich eine Vergrößerung der realen, adhäsionswirksamen Kontaktfläche $A_{r,ad,pl}(z)$ unter Einwirkung von Scherung gegenüber der realen Kontaktfläche $A_{r,pl}(z)$, die sich unter reiner Pressung ergeben würde. [Eng02] leitet den folgenden Zusammenhang zur Berücksichtigung dieses in der Literatur als „junction growth“ bezeichneten Phänomens her:

$$A_{r,ad,pl}(z) = A_{r,pl}(z) \cdot \sqrt{1 + \alpha_{ad} \cdot \left(\frac{F_{F,ad,pl}(z)}{F_{N,pl}(z)} \right)^2} \quad (4.60)$$

Für den Faktor α_{ad} finden sich in der Literatur teilweise stark abweichende Angaben, orientiert an [Eng02] wird im Folgenden der Wert $\alpha_{ad} = 9$ verwendet. Da der Anteil der plastisch deformierten Rauheiten an der adhäsionsbedingten Reibkraft $F_{F,ad,pl}(z)$ gem. Gl. (4.55) linear von deren adhäsionswirksamen Kontaktfläche $A_{r,ad,pl}(z)$ abhängig ist, lässt sich Gl. (4.60) nicht direkt lösen. Im Rahmen dieser Arbeit erfolgt die Berechnung daher mittels der in Abb. 54 schematisch dargestellten, iterativen Annäherung. Hierfür wird die Hilfsgröße $k_{i,ad}(z)$ wie folgt definiert:

$$k_{i,ad}(z) = \sqrt{1 + \alpha_{ad} \cdot \left(\frac{F_{F,ad,pl}(z)}{F_{N,pl}(z)} \right)^2} \quad (4.61)$$

4.3. Einbindung in die Schmierfilmsimulation

Eine prinzipielle Darstellung des Rechengangs zur Bestimmung der Schmierungssituation zeigt Abb. 8 auf Seite 23, wobei sich die Ausführungen in Kapitel 2 vornehmlich auf die Beschreibung des hydrodynamischen Schmierfilmaufbaus konzentrieren. Den Iterationsschleifen zur Bestimmung der minimalen Spaltweite im Kontakt ist die Bestimmung von Reibungskenngrößen nachge-

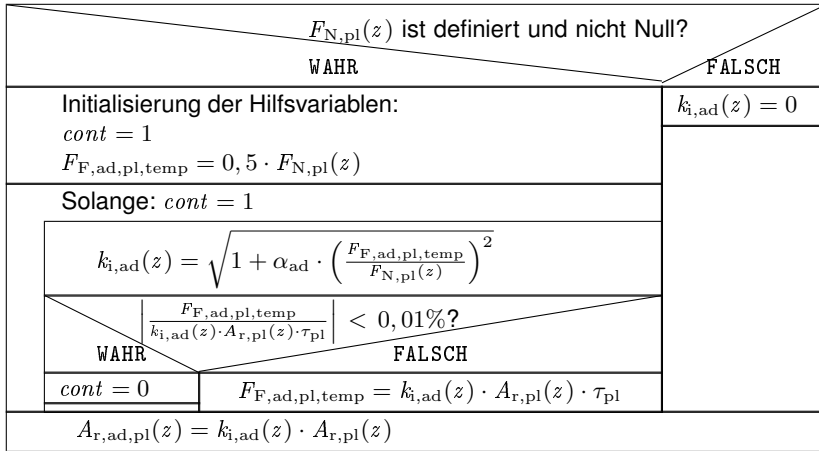


Abb. 54.: Schema zur Bestimmung der infolge von Scherung vergrößerten Kontaktfläche: Iteratives Vorgehen zur Annäherung eines Ergebnisses für Gl. (4.60). Die Hilfsvariablen $cont = 1$ und $F_{F,ad,pl,temp}$ finden außerhalb des Schemas keine Anwendung.

lagert, welche sich aus einem fluidischen Anteil (siehe Abschnitt 4.1) und gegebenenfalls einem durch Festkörperberührungen hervorgerufenen Anteil zusammensetzen.

Ein weiterer Einfluss möglicher Festkörperkontakte auf den Rechengang ergibt sich durch deren Kontaktnormalkräfte, die Auswirkungen auf die makroskopische Laufflächendeformation und damit auf die geometrische Gestalt des hydrodynamischen Schmierpaltes haben. Deswegen wird die sich aus möglichen Rauheitsberührungen ergebende Verteilung des Festkörpertragdruckes p_{FK} für das Kontaktgebiet in jedem Durchlauf der Verformungsiteration neu berechnet und für die Bestimmung der deformationswirksamen Gesamtdruckverteilung herangezogen, wie in Abschnitt 2.8.2 beschrieben. Die Bestimmung der Kenngrößen des Festkörperkontaktes erfolgt auf Basis hinterlegter Kennlinien für jedes Element der Spaltweitenverteilung h_0 des Kontaktgebietes. Abb. 55 zeigt exemplarisch die sich aus dem hydrodynamischen und dem Festkörpertraganteil zusammensetzende Druckverteilung für ein Druckkammager im Mischreibungsbetrieb.

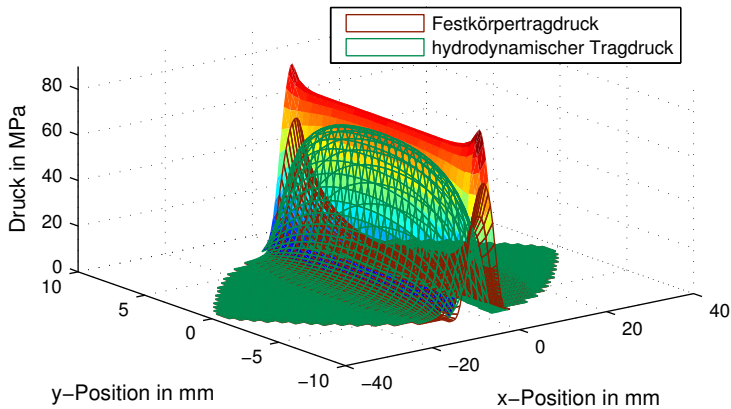


Abb. 55.: Druckverteilungen bei Mischreibung: Überlagerung von Festkörpertragdruck (rot) und hydrodynamischem Tragdruck (grün) zur Gesamtdruckverteilung (Fläche).

4.3.1. Festlegung der Übergangsspaltweite

Die mittels der REYNOLDS'schen Differentialgleichungen bestimmte Spaltweitenverteilung gilt zunächst für den Kontakt zweier ideal glatter Kontaktpartner. Der Abstand zwischen den Kontaktflächen eines Elementes der Verteilung wird als konstant über der Elementfläche angesehen. Sollen sich hingegen reale, von Rauheiten überzogene Flächen gegenüber stehen, müsste sich eine ortsabhängige Variation des Abstandes innerhalb eines Flächenelementes ergeben, da sich aufgrund der statistischen Verteilung der Rauheiten gelegentlich Profilspitzen, anderen Ortes Profiltäler gegenüber stünden. Die hydrodynamisch bestimmte Spaltweite kann in diesem Fall als mittlerer Abstand (bzw. als Abstand der Profilmitten) der Kontaktpartner interpretiert werden. Im in dieser Arbeit verwendeten Ersatzsystem, bei dem die Eigenschaften beider realer Oberflächen in ein deformierbares Höhenprofil übertragen werden, beziehen sich die hydrodynamisch bestimmten Spaltweiten h_0 somit auf die mittlere Profilhöhe $\bar{h}_{h,P}$ der deformierbaren Höhenverteilung aus Abb. 49.

Theoretisch ist auch eine Annäherung der beiden Kontaktflächen über ihre Mittellinien hinaus denkbar, wenn eine ausreichend starke Deformation der Oberflächenrauheiten erfolgt. Die Berechnung eines hydrodynamischen Trag-

druckes ist für diesen Fall nicht mehr möglich, die Kontaktnormalkraft würde sich lediglich aus der Festkörperberührung der Rauheiten ergeben. Derartig hoch belastete Betriebssituationen stehen allerdings nicht im Fokus dieser Arbeit, da ein sinnvoller Einsatz des Druckkamlagers (hinsichtlich der Absenkung der Gesamtverluste des Getriebesystems) für solche nicht mehr gegeben wäre. Eine Implementierung reiner Festkörperberührungen erfolgt daher im erstellten Berechnungsgang nicht, ließe sich jedoch bei Bedarf durch die Einführung einer Minimalspaltweite, bei deren Unterschreitung der hydrodynamische Tragdruck zu Null gesetzt würde, nachrüsten.

Da für die Verteilung der Profilhöhen eine Normalverteilung unterstellt wird, welche im Bereich von $-\infty$ bis $+\infty$ definiert ist, ergibt sich mathematisch für jede Spaltweite eine statistische Wahrscheinlichkeit größer Null, dass sich Rauheiten berühren, es läge somit immer Mischreibung vor. Technisch ist dies jedoch nicht sinnvoll, da Beobachtungen zeigen, dass eine quasi verschleißfreie, hydrodynamische Vollschrömerung in Gleitlagern eintritt, wenn die minimale Spaltweite h_{\min} eine Übergangsspaltweite h_{Ueb} überschreitet. Für eine Normalverteilung gilt, dass über 99,9% der enthaltenen Elemente innerhalb eines Intervalls von $\pm 3,29 \cdot \sigma$ um deren Mittelwert liegen. In Anlehnung an [Eng02] soll daher für die Übergangsspaltweite gelten:

$$h_{\text{Ueb}} = 3,29 \cdot \sigma_{\text{hP}} = 3,29 \cdot R_q \quad (4.62)$$

4.3.2. Bildung von Kennlinien zur Darstellung von Festkörperkontakten

Die Berechnung der Kennlinien zur Abbildung möglicher Festkörperkontakte erfolgt auf Basis von Rauheitsprofilschriften der beiden zu betrachtenden Laufflächen des Kontaktpaares²⁵ in einem separaten Programm. Die gewonnenen Kennlinien werden gespeichert und können dem in Kapitel 2 beschriebenen Berechnungsverfahren als Eingangsparameter (siehe Abschnitt 2.2.1) zur Verfügung gestellt werden. Die Initialisierung des Programms zur Kennlinienerstellung ist in Abb. 56, dessen schematischer Ablauf Abb. 57 zusammengefasst.

²⁵Die für die Abbildung von Festkörperkontakten in dieser Arbeit verwendeten Profilschriften wurden für das Kontaktpaar 15 aufgenommen. Die Rohdaten im ASCII-Format finden sich in [Heß17c].

Einlesen der Profilschriebe beider Kontaktflächen
Charakterisierung der Profilschriebe gem. Abschnitt 4.2.2 liefert: $R_{p,1}, R_{p,2}, R_{q,1}, R_{q,2}, R_{v,1}, R_{v,2}, \bar{R}_{as,1}, \bar{R}_{as,2}$
Bildung einer Ersatzfläche gem. Abschnitt 4.2.3 ergibt: - statistische Rauheitsparameter: R_p, R_q und R_v gem. Gl. (4.7), (4.9), (4.8) - Anzahl der Rauheiten auf einem Flächenelement j_a nach Gl. (4.11) mit Gl. (4.10) mit: $A_{nom} = 1 \text{ m}^2$ - reduzierter Radius: \bar{R}_{as} gem. Gl. (4.12) - Profilhöhenverteilung mit: $\bar{h}_{hP} = R_v$ und: $\sigma_{hP} = R_q$ - Kuppenhöhenverteilung mit: $\bar{h}_s = \bar{h}_{hP} + 0,82 \cdot \sigma_{hP}$ und: $\sigma_s = R_v + 0,82 \cdot R_q$ - normierte, maximale Profilhöhe: $z_{max} = (R_p + R_v) / \sigma_s$
Eingabe von Werkstoffparametern: $R_{p0,2}, E_{red}$ abgeleitet: $\tau_s, \tau_{elep}, \tau_{pl}$ gem. Gl. (4.58), (4.56), (4.57)
Übergangskenngrößen zwischen den Verformungsbereichen: $\zeta_{elep}, F_{N0,elep}, \zeta_{pl}, F_{N0,pl}$ gem. Gl. (4.17), (4.18), (4.19), (4.20) normiert: z_{elep}, z_{pl} gem. Gl. (4.21) und (4.22) Hilfsgrößen: c_b, m_{Det} gem. Gl. (4.28) und (4.29)

Abb. 56.: Initialisierung der Kennlinienbildung: Ablauf zur Bereitstellung höhenunabhängiger Eingangsgrößen.

Während der Initialisierung erfolgt die Bestimmung von Kenngrößen, deren Werte sich nicht in Abhängigkeit von der Spalthöhe ändern. Die Berechnung spalthöhenabhängiger Werte erfolgt nach dem in Abb. 57 dargestellten Ablauf.

Gemäß der Modellvorstellung werden Kugelkappen deformiert, wenn die normierte Höhe der starren Gegenfläche z zwischen Null und der normierten, maximalen Profilhöhe z_{max} liegt. Durch eine äquidistante Diskretisierung dieses Wertebereiches ergibt sich die eindimensionale Matrix z , welche als Laufvariable für die Berechnung der höhenabhängigen Größen verwendet wird. Es ist zu beachten, dass das verwendete Diskretisierungsintervall kleiner als die normierte Deformation einer Rauheitskuppe beim Auftreten erster plastischer Verformungen ζ_{elep} gewählt wird, damit ausreichend viele Stützpunkte für die numerische Integration im elastischen Verformungsbereich vorhanden sind, auch wenn durch diese relativ feine Auflösung die Berechnungsdauer ansteigt.

	Initialisierung gem. Abb. 56	
	Festlegung des Wertebereichs der normierten Gegenflächenhöhe: $\mathbf{z} = [0, z_{\text{elep}}/4, \dots, z_{\text{max}}]$	
	Bestimmung der Kuppenhöhendichtefunktion: $\varphi_s(\mathbf{z})$ gem. Gl. (4.14)	
	Für alle z aus \mathbf{z} :	
	Bestimmung der oberen Integrationsgrenzen: $o_{\text{el}}, o_{\text{elep}}$ und o_{pl} gem. Abb. 52	
	Größen am Flächenelement für Verformungsbereiche: - $F_{\text{N,el}}(z), F_{\text{N,elep}}(z), F_{\text{N,pl}}(z)$ gem. Gl. (4.31), (4.32), (4.33) - $A_{\text{r,el}}(z), A_{\text{r,elep}}(z), A_{\text{r,pl}}(z)$ gem. Gl. (4.35), (4.36), (4.37) - $j_{\text{r,el}}(z), j_{\text{r,elep}}(z), j_{\text{r,pl}}(z)$ gem. Gl. (4.38), (4.39), (4.40)	
	Gesamtwerte aus Normallast für Flächenelement bestimmen: $F_{\text{N,FK,A}}(\mathbf{z}), A_{\text{r}}(\mathbf{z})$ gem. Gl. (4.30), (4.34)	
	Charakterisierung der repräsentativen Rauheiten: - reale Kontaktfläche: $A_{\text{r,rK,el}}(\mathbf{z}), A_{\text{r,rK,elep}}(\mathbf{z}), A_{\text{r,rK,pl}}(\mathbf{z})$ gem. Gl. (4.42), (4.43), (4.44) - Deformationen: $\zeta_{\text{rK,el}}(\mathbf{z}), \zeta_{\text{rK,elep}}(\mathbf{z}), \zeta_{\text{rK,pl}}(\mathbf{z})$ gem. Gl. (4.45), (4.46), (4.47) - Deformationsarbeit: $W_{\text{def,rK,el}}(\mathbf{z}), W_{\text{def,rK,elep}}(\mathbf{z}), W_{\text{def,rK,pl}}(\mathbf{z})$ gem. Gl. (4.48), (4.49), (4.50)	
	Bestimmung der deformationsbedingten Reibkraft: - Anteile: $F_{\text{F,def,el}}(\mathbf{z}), F_{\text{F,def,elep}}(\mathbf{z}), F_{\text{F,def,pl}}(\mathbf{z})$ gem. Gl. (4.51), (4.52), (4.53) - Gesamtwert: $F_{\text{F,FK,def}}(\mathbf{z})$ gem. Gl. (4.54)	
	Für alle z aus \mathbf{z} :	
	Bestimmung der infolge von Scherung vergrößerten Kontaktfläche im plastisch deformierten Bereich: $A_{\text{r,ad,pl}}(z)$ gem. Abb. 54	
	Bestimmung der adhäsionsbedingten Reibkraft: - elastisch/eingeschl. plastisch: $F_{\text{F,ad,elep}}(\mathbf{z}) = \tau_{\text{elep}} \cdot A_{\text{r,ad,elep}}(\mathbf{z})$ - plastisch: $F_{\text{F,ad,pl}}(\mathbf{z}) = \tau_{\text{pl}} \cdot A_{\text{r,ad,pl}}(\mathbf{z})$ - Gesamtwert: $F_{\text{F,FK,ad}}(\mathbf{z})$ gem. Gl. (4.55)	
	Gesamtreibkraft für Festkörperkontakt: $F_{\text{F,FK}}(\mathbf{z})$ gem. Gl. (4.41)	
	Schmierspaltweite aus normierter Gegenflächenhöhe: $\mathbf{z} \cdot \sigma_s - \bar{h}_{\text{hP}}$	
	Interpolation der Verläufe bis zur Übergangsspaltweite h_{Ueb} mittels kubischen hermiteschen Splines (MATLAB-Funktion: PCHIP).	

Abb. 57.: Erstellung der Kennlinien zur Abbildung von Festkörperkontakten: Schematisierter Ablauf des Berechnungsvorgehens.

Nach der Aufstellung der Kuppenhöhendichtefunktion werden die von ihrem bestimmten Integral abhängigen Größen Normalkraft, reale Kontaktfläche und berührende Kuppenanzahl (aufgelöst nach Verformungsbereichen) in einer Schleife für jedes Element von (z) berechnet, wobei zu beachten ist, dass sich die Integrationsgrenzen ebenfalls in Abhängigkeit von z ergeben.

Nachdem innerhalb der Schleife entsprechende Funktionswerte für alle Elemente von (z) bestimmt wurden, lassen sich hieraus abzuleitende Größen, wie die Gesamtnormalkraft oder die reale Fläche der Festkörperberührungen im Flächenelement, die Deformationseigenschaften der repräsentativen Rauheiten und die deformationsbedingten Reibkräfte, durch elementweise Verknüpfung ihrer jeweiligen Eingangswerte bestimmen.

In einer weiteren Berechnungsschleife über z erfolgt die iterative Bestimmung der realen, adhäsionswirksamen Kontaktfläche der plastisch deformierten Rauheitskuppen gemäß dem in Abb. 54 dargestellten Schema. Anschließend kann auch die Berechnung des adhäsionsbedingten Reibanteils sowie der gesamten Festkörperreibungskraft in Abhängigkeit von z bestimmt werden.

Die Kennlinien sollen ermöglichen, die für den Festkörperkontakt relevanten Größen in Abhängigkeit von der am betroffenen Flächenelement vorherrschenden Schmier-spaltweite zu bestimmen. Deswegen wird die als Laufvariable eingesetzte Profilhöhe z , entsprechend der Ausführungen aus Abschnitt 4.3.1, in eine auf die Profilmitten bezogene mittlere Spaltweite umgerechnet. Damit während späterer Berechnungen auch zwischen den sich aus den Stützpunkten ergebenden Spaltweiten Reibungsgrößen bestimmt werden können, erfolgt eine stückweise Abbildung der ermittelten Verläufe durch kubisch hermitesche Splines²⁶.

4.3.3. Berechnung der Reibungswirkung

Die durch Festkörperberührungen hervorgerufenen Kontaktkräfte wurden in den vorangegangenen Abschnitten bezogen auf ein Flächenelement (gem. Abb. 57 $A_{\text{nom}} = 1 \text{ m}^2$) bestimmt und können daher als Drücke (Normalkräfte) beziehungsweise Scherspannungen (Reibkräfte) interpretiert werden.

²⁶Die Interpolation der Kennlinien erfolgt mit Hilfe der MATLAB-Funktion PCHIP und nicht mittels SPLINE, da letztere zu stärkerem Überspringen neigt.

Nach Abschluss der Spaltweiteniteration (siehe Abb. 8 auf Seite 23) steht eine Spaltweitenverteilung \mathbf{h} gem. Gl. (2.12) über dem Kontaktgebiet zur Verfügung, bei der sich für das Druckkammager die Druckverteilung \mathbf{p}_{ges} ergibt, deren Flächenintegral unter den gegebenen Betriebsbedingungen der gewünschten Tragkraft entspricht. Die im Zwischengitter definierte Spaltweitenverteilung wird mittels Gl. (2.87) in die Hauptgitterverteilung \mathbf{h}_0 überführt. Außerdem sind die Verteilungen der tangentialen Differenzgeschwindigkeitskomponenten \mathbf{u}_{diff} und \mathbf{v}_{diff} , sowie die Verteilung der Viskosität η bekannt. Unter Anwendung von Gl. (4.1) für jedes Element der Verteilungen, lässt sich die Verteilung der auf die Viskositätswirkung zurückzuführenden Schubspannung $\vec{\tau}_{\text{Fluid}}$ berechnen.

Die Beträge der Schubspannungsverteilungen aufgrund eventueller Festkörperberührungen, gegliedert nach deformations- und adhäsionsbedingtem Anteil ($\vec{\tau}_{\text{FK,def}}$ und $\vec{\tau}_{\text{FK,ad}}$), ergeben sich für jedes Element (i, j) durch Auswertung der Kennlinien mit der Spaltweite $\mathbf{h}_0(i, j)$ des Elementes, die Wirkrichtung ergibt sich aus der normierten Differenzgeschwindigkeit.

$$\vec{\tau}_{\text{FK,ad}}(i, j) = \frac{F_{\text{F,FK,ad}}(\mathbf{h}_0(i, j))}{\sqrt{(\mathbf{u}_{\text{diff}}(i, j))^2 + (\mathbf{v}_{\text{diff}}(i, j))^2}} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{u}_{\text{diff}}(i, j) \\ \mathbf{v}_{\text{diff}}(i, j) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.63)$$

$$\vec{\tau}_{\text{FK,def}}(i, j) = \frac{F_{\text{F,FK,def}}(\mathbf{h}_0(i, j))}{\sqrt{(\mathbf{u}_{\text{diff}}(i, j))^2 + (\mathbf{v}_{\text{diff}}(i, j))^2}} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{u}_{\text{diff}}(i, j) \\ \mathbf{v}_{\text{diff}}(i, j) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.64)$$

Hierbei ist zu beachten, dass die Kennlinien jeweils den Wert Null zurückliefern, wenn $\mathbf{h}_0(i, j)$ die Übergangshöhe h_{Ueb} überschreitet.

Die Verteilung der spezifischen Reibleistung $\mathbf{P}_{\text{F,A}}$ ergibt sich für jedes Flächenelement als Skalarprodukt der Summe der wirksamen Schubspannungsvektoren und der tangentialen Differenzgeschwindigkeit:

$$\mathbf{P}_{\text{F,A}}(i, j) = (\vec{\tau}_{\text{Fluid}}(i, j) + \vec{\tau}_{\text{FK,ad}}(i, j) + \vec{\tau}_{\text{FK,def}}(i, j)) \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{u}_{\text{diff}}(i, j) \\ \mathbf{v}_{\text{diff}}(i, j) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.65)$$

Abb. 58 zeigt exemplarisch die sich für ein Druckkammager im Mischreibungsgebiet ergebende, spezifische Reibleistungsverteilung.

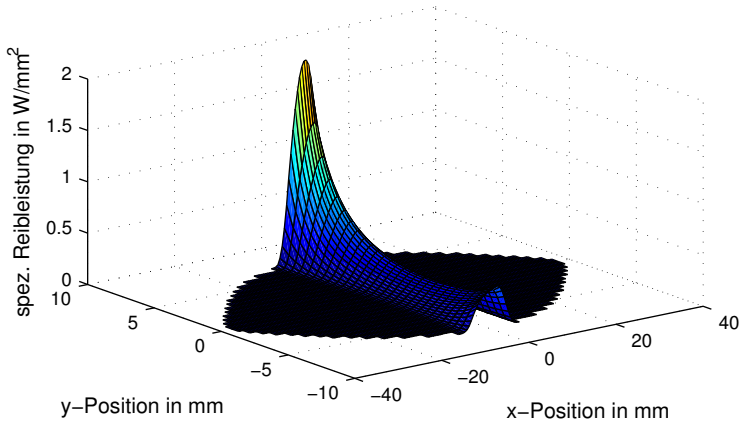


Abb. 58.: Spezifische Reibleistungsverteilung für ein Druckkammlager im Mischreibungsgebiet: Darstellung der flächenbezogenen Reibleistung für das Druckkammlager aus Abb. 55.

Die gesamte Verlustleistung am Druckkammlager $P_{V,DK}$ ergibt sich als Summe der Verlustleistungen an den Einzelelementen:

$$P_{V,DK}(i, j) = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \mathbf{P}_{F,A}(i, j) \cdot \Delta x \cdot \Delta y \cdot \kappa_{\text{rand}} \quad (4.66)$$

Eine Verteilung der an den Einzelelementen wirksamen Reibkräfte $\vec{\mathbf{F}}_{F,A}$ ergibt sich als Produkt aus der Summe der am Element wirkenden Schubspannungen und der Elementfläche:

$$\vec{\mathbf{F}}_{F,A} = (\vec{\tau}_{\text{Fluid}}(i, j) + \vec{\tau}_{\text{FK,ad}}(i, j) + \vec{\tau}_{\text{FK,def}}(i, j)) \cdot \Delta x \cdot \Delta y \cdot \kappa_{\text{rand}} \quad (4.67)$$

Aus der Summe der an den Einzelelementen angreifenden Reibkräfte ergibt sich die für das Lager aus der Reibungswirkung resultierende Tangentialkraft $\vec{F}_{F,\text{res}}$.

$$\vec{F}_{F,\text{res}} = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \vec{\mathbf{F}}_{F,A}(i, j) \quad (4.68)$$

Um, wie im Bereich der Gleitlager weit verbreitet, einen Reibkoeffizient als Quotient von Tangential- und Normalkraft zu bilden, kann der Betrag dieser re-

sultierenden Kraft auf die errechnete Tragkraft des Druckkammlagers bezogen werden.

$$\mu = \frac{|\vec{F}_{F, \text{res}}|}{F_T} \quad (4.69)$$

Hierbei gilt es jedoch zu beachten, dass die Überführung von Trag- und Reibungswirkung in zwei an einem Punkt wirkende Kräfte nur eine Näherung darstellen kann. Genauere Ergebnisse lassen sich über die Verteilungen des Tragdruckes und der Scherspannung, sowie die Angabe der Verlustleistung erzielen.

4.4. Modellrechnungen

Für ein exemplarisches Druckkammlager werden Variationsrechnungen durchgeführt, mit denen das sich aus dem Modell ergebende Reibungsverhalten in Abhängigkeit von der Betriebssituation dargestellt werden soll. Als deren Ergebnis zeigt Abb. 59 errechnete Reibkoeffizientenverläufe über der Druckkammdrehzahl für fünf Axiallaststufen, zusätzlich sind die Berechnungsergebnisse in Tab. 18 in Anhang D zu finden.

Für die errechneten Reibwerte ist in allen Laststufen ausgehend von einem relativ hohen Startwert mit zunehmender Drehzahl zunächst ein Absinken der Reibkoeffizienten zu beobachten. Nach dem Durchschreiten eines Minimums, steigt der Reibwert wieder moderat an, wobei im weiteren Verlauf ein Abklingen des Anstiegs erkennbar wird. Diese Beobachtung entspricht dem aus sogenannten STRIBECK-Kurven bekannten Verhalten hydrodynamischer Gleitlager.

In der Modellvorstellung berühren sich im niedrigen Drehzahlbereich besonders viele Rauheitsspitzen als Festkörperkontakte, wodurch sich eine relativ hohe Reibkraft und ein entsprechender Reibwert ergibt. Mit zunehmender Geschwindigkeit gelangt eine größere Schmierstoffmenge in den Kontakt, wodurch die Anzahl der sich berührenden Rauheitsspitzen reduziert wird. Zwar wachsen mit der Geschwindigkeit die viskosen Verluste in der zunehmenden Schmierstoffmenge an, die zugleich abnehmende Anzahl der Festkörperberührungen und die damit verbundene Reduktion der adhäsions- und deforma-

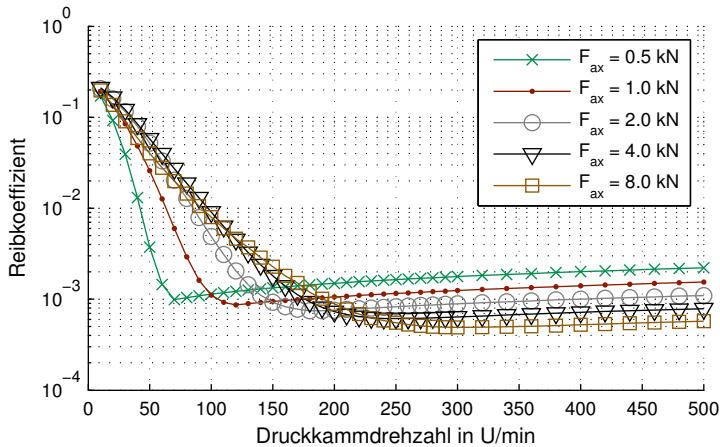


Abb. 59.: Errechnete STRIBECK-Kurven für Druckkammlager: Darstellung des Reibkoeffizienten über der Drehzahl für ein Druckkammlager bei unterschiedlichen Axiallasten.

tionsbedingten Reibanteile führt dennoch zu einem deutlichen Absinken des durch die Gesamtreibkraft hervorgerufenen Reibkoeffizienten.

Erreicht die Schmierfilmdicke (für ein Flächenelement der makroskopisch deformierbaren Laufflächen) die Übergangsspaltweite, treten im Kontaktbereich quasi keine Festkörperberührungen mehr auf, die Kontaktflächen werden durch den Schmierfilm vollständig voneinander getrennt. Durch die Trennung ergeben sich keine Festkörperreibanteile mehr, sodass sich aus einer weiteren Geschwindigkeitssteigerung lediglich eine Zunahme der Scherverluste im Schmierstoff ergibt. Für den Reibwertverlauf des gesamten Lagers ergibt sich ein Minimum, wenn die durch eine weitere Geschwindigkeitssteigerung eintretende Reduktion der Festkörperreibungskraft geringer ausfällt, als der Zuwachs der viskosen Verluste. Die Geschwindigkeit an diesem als „Ausklipppunkt“ bezeichneten Betriebspunkt wird „Übergangsgeschwindigkeit“ genannt, da in vereinfachten Modellen an dieser Stelle der Übergang aus der Mischreibung in die Vollschrerung erfolgt.

Aufgrund druckinduzierter Laufflächendeformationen kann es jedoch auch oberhalb dieser Geschwindigkeit noch zu Festkörperberührungen in einigen Abschnitten der Kontaktfläche (beispielsweise in schwächer deformier-

ten Laufflächenrandbereichen) kommen, da sich in anderen, meist stärker deformierten Bereichen bereits relativ große Schmierfilmdicken ergeben. Hierin ist begründet, dass sich für die höher belasteten Betriebsfälle aus Tab. 18 ein Minimum des errechneten Reibkoeffizienten ergibt, bevor die minimale Spaltweite des Kontaktes gleich der Übergangsspaltweite ist ($h_{\min}/h_{\text{Ueb}} = 1$). Diese Überlegung deckt sich gut mit den Beobachtungen aus Kapitel 3, nach denen die anhand des Reibungsminimums bestimmten Übergänge in die Vollschmierung (in der Regel) bei niedrigeren Geschwindigkeiten erfolgten, als die anhand des Kontaktspannungskriteriums.

Eine Betrachtung der in Abb. 59 dargestellten Verläufe zeigt, dass sich der Ausklinkpunkt mit zunehmender Axiallast zu höheren Übergangsgeschwindigkeiten verschiebt. Dies ergibt sich, da der erforderliche Tragdruck im Lager zur Aufnahme der Axiallast mit dieser ansteigt und für die Trennung der Kontaktflächen quasi vollständig durch den hydrodynamischen Schmierfilmaufbau hervorgerufen werden muss. Des Weiteren ist in den Verläufen der Abbildung zu erkennen, dass die Reibkoeffizienten im hydrodynamisch geschmierten Bereich für höhere Axiallasten tendentiell gegen niedrigere Werte laufen. Beide Beobachtungen decken sich gut mit dem allgemein für hydrodynamische Gleitlager bekannten Verhalten und zeigen daher, dass das verwendete Reibmodell ein prinzipiell plausibles Reibverhalten für Druckkammlager abbildet.

5. Einfluss auf die Getriebeeffizienz

In ihrem bisherigen Hauptanwendungsfeld, dem Turboverdichtergetriebebau, werden Druckkammlager vornehmlich in sehr hochtourigen, gleitgelagerten Anwendungen eingesetzt. Sowohl die Simulationsrechnungen aus Kapitel 2 als auch die experimentellen Untersuchungen zum Übergangsverhalten in die Vollschnierung aus Kapitel 3 zeigen jedoch, dass prinzipiell ein dauerhafter Einsatz von Druckkammlagern auch in deutlich niedertourigeren Anwendungen möglich erscheint, sofern der Aufbau eines vollentwickelten hydrodynamischen Schmierfilmes als Voraussetzung hierfür angesehen wird. Sinnvoll wäre ein solcher Einsatz beispielsweise dann, wenn durch diesen eine Senkung der Gesamtverluste in der Getriebelagerung erreicht werden kann, weshalb sich das vorliegende Kapitel der Betrachtung des Einflusses von Druckkammlagern auf den Gesamtwirkungsgrad von Getrieben widmet.

5.1. Vorüberlegungen

In Turboverdichtergetrieben dienen Druckkammlager der Übertragung einer externen, axialen Belastung der Ritzelwelle, dem so genannten Verdichterschub, auf die deutlich langsamer drehende Radwelle, von welcher eine Übertragung durch ein Axiallager in das Gehäuse erfolgt. Die Kompensation der Verzahnungsaxialkräfte durch das Druckkammlager gestattet den Aufbau einer fliegenden Lagerung der Ritzelwelle. Aufgrund der relativ hohen Stufenübersetzung in derartigen Getrieben und dem Umstand, dass in Axialgleitlagern die viskosen Reibungsverluste etwa mit dem Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit in der Mitte der Lauffläche ansteigen, wird schnell ersichtlich, dass sich mit Druckkammlagern erhebliche Reduktionen der Lagerreibungsverluste für Turboverdichtergetriebe erreichen lassen.

Turboverdichtergetriebe stellen aufgrund ihrer hohen Betriebsdrehzahlen und Übersetzungen, ihrer meist quasi statischen Betriebsbedingungen und dem Auftreten des bereits erwähnten Verdichterschubes gleich in mehrfacher Hinsicht einen speziellen Anwendungsfall im Getriebebau dar. Deutlich verbreiteter sind wälzgelagerte Getriebe, die bei geringeren Drehzahlen betrieben werden und in denen Axialbelastungen der Wellen und Lager vornehmlich durch schrägverzahnte Getriebestufen hervorgerufen werden. Häufig werden in derartigen Getrieben radiale und axiale Lasten durch dasselbe Lager in das Gehäuse übertragen, sodass die Verwendung eines Druckkammlagers zwar eine zusätzliche „Reibstelle“ ergibt, deren Kompensation von Verzahnungsaxialkräften jedoch nicht zum „Wegfall“ einer anderen Lagerstelle führt. Eine Steigerung der Systemeffizienz lässt sich in diesem Fall nur dann erreichen, wenn die zusätzlichen Reibungsverluste des Druckkammlagers durch Energieeinsparungen an anderen Reibstellen aufgewogen werden können.

Prinzipiell senkt die Kompensation der Verzahnungsaxialkräfte die Belastung der verwendeten Wälzlager und kann daher zu einem effizienteren Laufverhalten beitragen. Besonders attraktiv erscheint jedoch die Möglichkeit, reibungsärmere Lagerbauarten verwenden zu können, falls deren Einsatz aufgrund der zu erwartenden Axiallasten ohne Druckkammlager nicht möglich gewesen wäre. Mit dem in Abschnitt 5.2 vorgestellten Experiment sollen Energieeinsparungspotentiale für eine derartige Umstellung der Getriebelagerung untersucht werden.

Mögliche weitere, tendentiell günstige Effekte, die aus dem Einsatz von Druckkammlagern in derartigen Getrieben resultieren können, jedoch nicht im Fokus dieser Arbeit stehen, sind beispielsweise eine Entlastung von Zahnrädern und Wellen durch eine Reduktion des eingeleiteten Biegemomentes, in deren Folge diese Komponenten gewichtssparender konstruiert werden können, sowie potentielle Gewichtseinsparungen bei der Gestaltung des Gehäuses, da dieses weniger Axiallasten aufnehmen muss. Entfallen durch den Einsatz von Druckkammlagern Kegelrollenlager, so reduziert sich zudem der Montageaufwand bei Wartungsarbeiten, da die Druckkammlagerung im Gegensatz zur Kegelrollenlagerung selbsteinstellend ist.

5.2. Experimenteller Vergleich der Lagerungskonzepte

Mit dem hier beschriebenen Versuch soll der Vergleich von wälzlagerbasierten Lagerungskonzepten mit und ohne Druckkammeinsatz für schrägverzahnte Getriebe anhand experimentell gewonnener Effizienzkennwerte in unterschiedlichen Betriebssituationen ermöglicht werden. Hierfür wurde das im Folgenden beschriebene Versuchsgetriebe aufgebaut, dessen Konstruktion (mit Ausnahme der verwendeten Druckkamlagerung) im Wesentlichen auf der Bachelorarbeit von [Sau14] basiert. Neben dem direkten Vergleich der Lagerungsverluste sollen die gewonnenen Messdaten auch der Illustration eines Vorgehens zur rechnerischen Abschätzung von Getriebelagerungsverlusten auf Basis des in Kapitel 4 beschriebenen Reibmodells dienen.

5.2.1. Getriebekonzept

Kerngedanke hinter dem entworfenen Vergleichsgetriebes ist die Austauschbarkeit von Lagerungskonzepten, mit und ohne Druckkamm, unter weitestgehend konstanter Beibehaltung aller übrigen Einflussfaktoren für die Gesamtverluste des Getriebes, um einen direkten Vergleich der lagerungsbedingten Verluste zu ermöglichen. Verglichen werden ein konventionelles Lagerungskonzept, bei dem die Verzahnungsaxialkräfte mittels Kegelrollenlagern in O-Anordnung von den jeweiligen Wellen in das Gehäuse übertragen werden und ein Lagerungskonzept, bei dem die Verzahnungsaxialkräfte über Druckkamm-lager ausgeglichen und lediglich radiale Lasten über Rillenkugellager in das Gehäuse abgeführt werden. Abb. 60 stellt die beiden Lagerungskonzepte einander als Schnittzeichnungen gegenüber.

Zur Lagerung der Ritzelwelle im konventionellen Lagerungskonzept wurden zwei Kegelrollenlager des Typs 32205 gewählt, die Radwelle wird durch zwei Lager des Typs 32007 geführt. Die Einstellung der Lager erfolgt mittels Wellenmuttern im Stillstand für das lastfreie Getriebe spielfrei, ohne Vorspannung.

In Kombination mit der Druckkamlagerung werden auf der Ritzelwelle zwei Rillenkugellager vom Typ 6205, auf der Radwelle vom Typ 6007 einge-

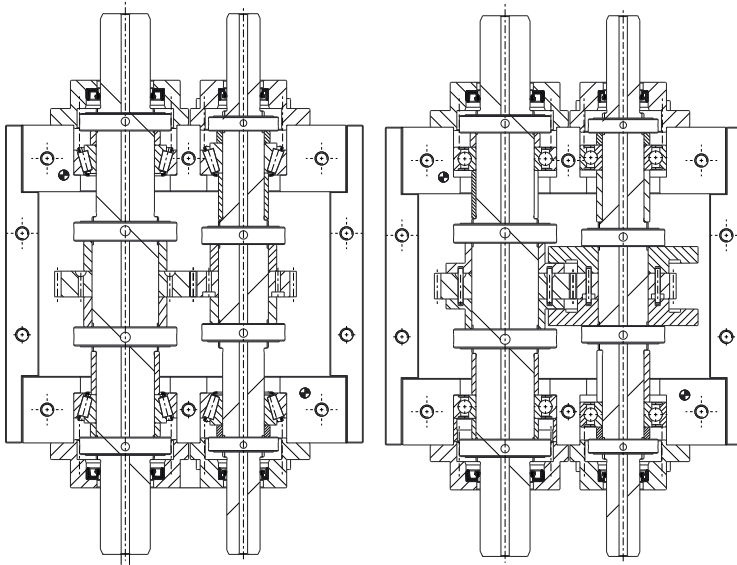


Abb. 60.: Lagerungskonzepte des Versuchsgetriebes: Schnittdarstellung des Versuchsgetriebes mit angestellter Kegelrollenlagerung (links) und einer Kombination von Druckkamm- und Rillenkugellagern (rechts).
Abb. nach [Sau14]

setzt. Da die Ritzelwelle in dieser Konfiguration schwimmend im Gehäuse abgestützt wird, findet sich das einzige Festlager des Getriebes auf der Radwelle.

Für beide Lagerungsarten konstant gehaltene Einflussfaktoren sind:

- **Laufverzahnung:** Eingesetzt wird ein Zahnradpaar, welches dem fünften Gang eines PKW-Getriebes entnommen wurde. Der Schrägungswinkel der Verzahnung beträgt $32,763^\circ$, das Ritzel weist 29, das Rad 39 Zähne auf, die Breite der Verzahnung beträgt 15 mm. Beide Zahnräder werden mittig zwischen den Kraftangriffspunkten der jeweiligen Gehäuselagerungen angeordnet und mittels radialer Schrumpfverbände thermisch gefügt.
- **Dichtungen:** Zur Abdichtung der Getriebewellen gegen die Lagerdeckel werden Radialwellendichtringe nach DIN 3760 eingesetzt.

- **Schmierstoff:** Als Schmierstoff findet „SHELL SPIRAX S3 AX 80W-90“ Verwendung. Für die kinematische Viskosität bei einer Temperatur von 40 °C wird ein Wert von 169 mm²/s angegeben.
- **Füllstand:** Um eine ausreichende Schmierstoffversorgung der Gehäuselagerung zu gewährleisten, wird ein Füllstand gewählt, bei dem der unterste Wälzkörper der Ritzelwellenlagerung zur Hälfte in Öl steht. Zu Gunsten einer einfachen Umrüstung wurden für beide Lagerungskonzepte Bauarten gewählt, die dieselben Außen- und Innendurchmesser besitzen, sodass beide Bauarten mit identischer Füllhöhe gefahren werden können. Dies ist insbesondere von Bedeutung, damit Reibungsverluste die sich aus dem Eintauchen der Verzahnung in den Schmierstoff ergeben, als vergleichbar für beide Lagerungskonzepte angesehen werden können.

Entgegen einer in der praktischen Anwendung vorzuziehenden, festen Montage der Druckkämme durch radiale Schrumpferbände auf der Ritzelwelle, erfolgt deren Befestigung im Versuchsgetriebe durch axiales Aufschieben auf Passflächen. Etwaige Reibmomente werden über Passstifte in das Ritzel, Axiallasten über Wellenmuttern in die Ritzelwelle abgeführt. Auch die radseitigen Anlaufflächen werden nicht wie üblich an die Stirnseiten des Zahnrades geschliffen, sondern über demontierbare, als „Anlaufringe“ bezeichnete Zusatzelemente abgebildet. Hierdurch ergibt sich insgesamt ein axial etwas breiterer Aufbau des Getriebes, die Demontierbarkeit aller für das Druckkamm lager relevanten Komponenten vermeidet jedoch, dass diese bei Untersuchungen der konventionellen Lagerungskonfiguration irreguläre Planschverluste erzeugen. Abb. 61 zeigt das Getriebe mit beiden Lagerungsvarianten im teilmontierten Zustand.

5.2.2. Versuchsaufbau und Durchführung

Zur Bestimmung des Gesamtwirkungsgrades des Getriebes η_{Get} muss das Verhältnis aus Nutzen und Aufwand gebildet werden. Als Aufwand wird die dem Getriebe zugeführte Leistung P_{an} , als Nutzen die vom Getriebe abgegebene Leistung P_{ab} betrachtet. Beide ergeben sich als Produkt der an der jeweiligen Welle vorliegenden Winkelgeschwindigkeit und dem dort wirksamen Torsions-

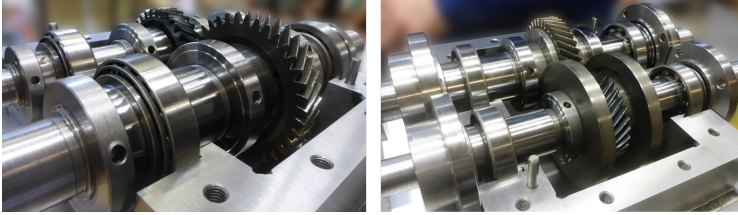


Abb. 61.: Lagerungsvarianten im teilmontierten Versuchsgetriebe: Getriebe mit angestellter Kegelrollenlagerung (links) und einer Kombination von Druckkamm- und Rillenkugellagern (rechts). Abb. nach [LSH15]

moment. Die Verlustleistung des Getriebes ergibt sich als Differenz von Nutzen und Aufwand. Für den Getriebewirkungsgrad gilt:

$$\eta_{\text{Get}} = \frac{P_{\text{ab}}}{P_{\text{an}}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{\text{ab}} \cdot M_{\text{ab}}}{2 \cdot \pi \cdot n_{\text{an}} \cdot M_{\text{an}}} \quad (5.1)$$

Zur Bestimmung des Getriebewirkungsgrades in unterschiedlichen Lastsituationen wird das Versuchsgetriebe mit der zu betrachteten Lagerungskonfiguration in einen Versuchsaufbau integriert, mit dem sich zu- und abgeführte Leistung durch vor- und nachgeschaltete Drehmomentmesswellen simultan bestimmen lassen. Im in Abb. 62 dargestellten Versuchsaufbau wird die Antriebsdrehzahl von einem frequenzumrichter gesteuerten Asynchronmotor vorgegeben, das für die „Nutzleistung“ relevante Abtriebsmoment wird mithilfe einer einstellbaren, mechanischen Bremse aufgebracht.

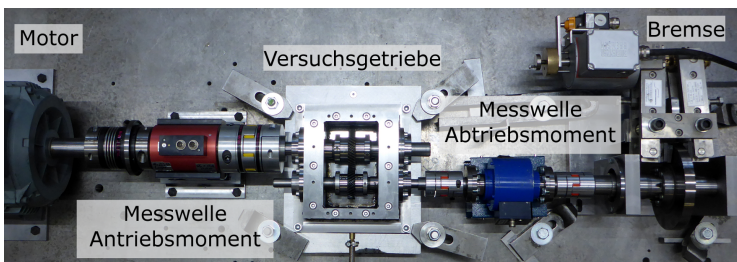


Abb. 62.: Versuchsaufbau zur Wirkungsgradbestimmung am Vergleichsgetriebe: Der hier dargestellte Aufbau enthält das Vergleichsgetriebe mit der auf Kegelrollenlagern basierenden Lagerungskonfiguration. [LSH15]

Der in Abb. 62 dargestellte Versuchsaufbau zeigt noch eine Versuchskonfiguration während der Einrichtphase des Prüfstandes. Hierbei erfolgte zunächst abtriebsseitig die Verwendung einer Drehmomentmesswelle der Firma LORENZ und antriebsseitig der Einsatz einer Messwelle vom Typ 0260DM200L der Firma KISTLER mit einem maximalen Nennmoment von 200 Nm. Während der späteren durchgeführten Versuche zur Aufnahme der in dieser Arbeit präsentierten Messwerte wurde letztere abtriebsseitig montiert, die Messung der Eingangsleistung wurde eine Messwelle des Typs DATAFLEX 32 der Firma KTR mit einem maximalen Nennmoment von 500 Nm ausgeführt.

Während der Versuchsdurchführung werden bei verschiedenen Antriebsdrehzahlen für unterschiedliche Lastmomente ein- und ausgehende Leistungsdaten gemessen und protokolliert. Als Erfassungsstufen werden Druckkamm-drehzahlen von 800 U/min, 1600 U/min, 2400 U/min und 3200 U/min gewählt. Die sich aus den Erfassungsstufen ergebenden Antriebsdrehzahlen werden als Sollwerte vorgegeben, kontinuierlich überwacht und gegebenenfalls nachgeregelt. Das Lastmoment wird für jede Drehzahlstufe sequenziell gesteigert, bis die maximale Leistung der Antriebsmaschine erreicht wird und der Versuch endet. Da während der Versuchsläufe mitunter ein deutlicher Anstieg der Getriebetemperatur zu beobachten ist, erfolgen zwischen den einzelnen Erfassungsstufen ausgedehnte Ruhephasen, sodass sich das System auf konstante Anfangsbedingungen abkühlen kann.

5.3. Versuchsergebnisse

Die mit dem Versuchgetriebe bestimmten An- und Abtriebsleistungen, sowie die daraus abgeleiteten Verlustleistungen und Wirkungsgrade finden sich als Gesamtdarstellung in Anhang E, für das konventionelle Lagerungskonzept in Tab. 19 und in Tab. 20 für die druckkambasierte Lagerung. Eine vergleichende Ergebnisübersicht zeigt Abb. 63 in Form einer Gegenüberstellung der ermittelten Wirkungsgradkennfelder.

Aus Abb. 63 wird ersichtlich, dass in allen Antriebsmoment-Drehzahlkombinationen höhere Wirkungsgrade mithilfe der Druckkamlagerung erreicht werden konnten. Ein experimenteller Nachweis für eine Effizienzsteigerung durch den Einsatz von Druckkämmen in wälzgelagerten Getrieben erscheint

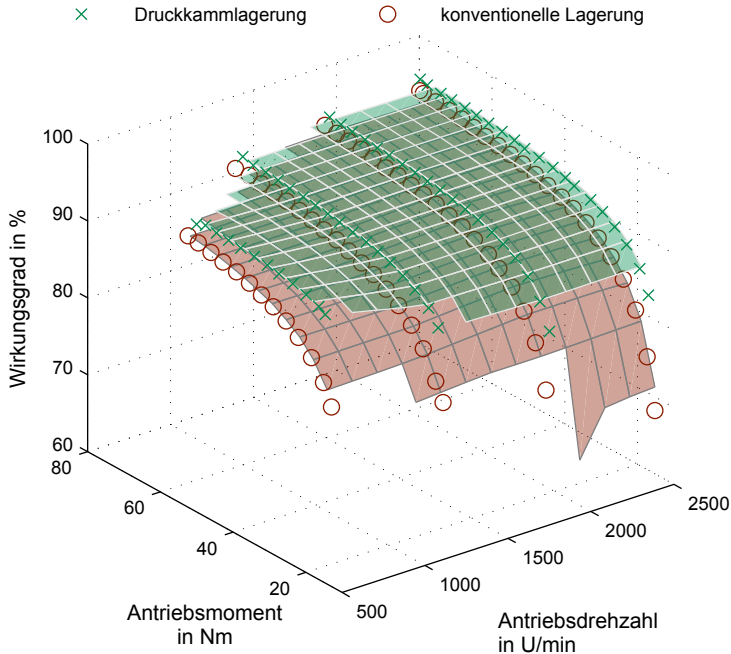


Abb. 63.: Wirkungsgradkennfelder: Wirkungsgrade in Abhängigkeit von der Betriebsituation für konventionelle Lagerung (rot) und Druckkamlagerung (grün).

somit als erbracht (vergleiche Zielsetzung aus Abschnitt 1.3.3). Prinzipiell zeigen beide Kennfelder einen Anstieg des Wirkungsgrades mit der aufgebrachten Last, welcher jedoch für die konventionelle Lagerung stärker ausgeprägt ist, wodurch sich die beiden Kennfelder mit anwachsendem Moment annähern. Ein Vergleich der Interpolationsflächen zwischen den Messpunkten ergibt einen mittleren Wirkungsgradunterschied von etwa 3,4 %. Insbesondere im Teillastbereich können diese Unterschiede auf fast 9 % anwachsen.

In [HL17] wird durch den Vergleich der für zwei Drehzahlvorgaben aufgenommenen Verlustleistungsverläufe festgestellt, dass die Verlustleistung zwar mit der aufgebrachten Last ansteigt, der absolute Unterschied zwischen den Verlustleistungen der beiden Lagerungskonzepte sich aber kaum mit der Last ändert. Die Drehzahl hingegen scheint einen deutlichen Einfluss auf den Ver-

lustleistungsunterschied zwischen den Konzepten zu besitzen. Diese Beobachtung deckt sich gut mit der Tatsache, dass Schleppverluste in Wälzlagern prinzipiell eher von der Drehzahl als von der Belastung abhängen und diese durch den Wechsel der verwendeten Wälzlagerbauart im Gehäuse beeinflusst werden. In Abb. 64 ist die absolute Reduktion der Verlustleistung (Zugewinn der Nutzleistung) durch den Druckkammeinsatz für die vier Geschwindigkeitsstufen dargestellt. Auch hier zeigt sich in guter Übereinstimmung mit [HL17], dass die Verlustleistungsreduktion eher von der Drehzahl als vom aufgebrauchten Antriebsmoment abhängt.

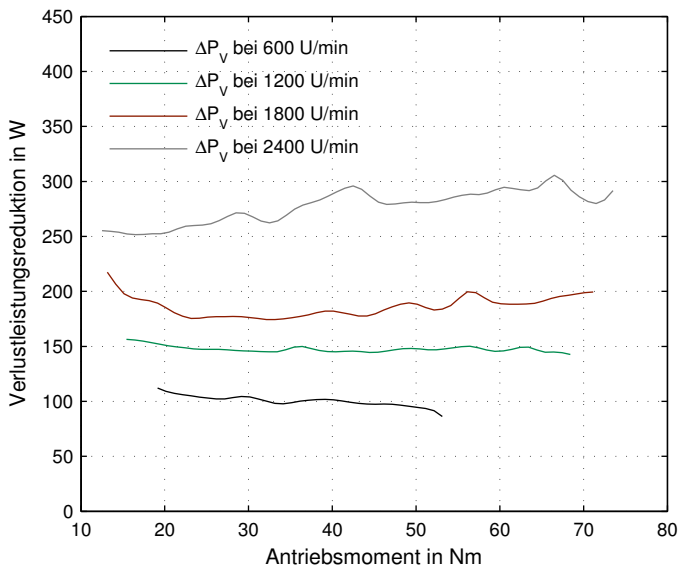


Abb. 64.: Reduktion der Verlustleistung durch den Druckkammeinsatz: Berechnet als Differenz der Verlustleistungen, separat dargestellt für die vier Geschwindigkeitsstufen in Abhängigkeit vom Antriebsmoment.

Andere Verlustmechanismen, wie beispielsweise die Reibung zwischen den Zahnflanken, nehmen mit steigendem Drehmoment deutlich zu, wodurch sich die sinkende, relative Bedeutung des lagerungsbedingten Verlustleistungsunterschiedes und die damit verbundene Annäherung der Wirkungsgradkennfelder in höheren Lastbereichen plausibel erklären lässt.

5.4. Vergleichsrechnung für das Modellgetriebe

Die in Abschnitt 5.3 gewonnenen Messdaten ermöglichen die Beschreibung der Gesamtverluste des Getriebes $P_{V,Get}$ in Abhängigkeit von dessen Betriebszustand (Kombination aus Antriebsmoment und -drehzahl) und der gewählten Lagerungsvariante. Diese Verluste lassen sich in einen von der Lagerung abhängigen Verlustanteil $P_{V,Lag}$ und einen lagerungsunabhängigen „Restanteil“ $P_{V,Rest}$ zerlegen.

$$P_{V,Get} = P_{V,Lag} + P_{V,Rest} \quad (5.2)$$

Werden die lagerungsabhängigen Verluste rechnerisch bestimmt und von den gemessenen Werten der Gesamtverluste abgezogen, sollten sich für beide Lagerungskonzepte in erster Näherung gleiche Restverlustleistungsverläufe ergeben, da diese definitionsgemäß lagerungsunabhängig wären²⁷. Die lagerungsabhängige Verlustleistung setzt sich aus der in den Wälzlager umgesetzten Leistung $P_{V,WL}$ und gegebenenfalls der Reibleistung des Druckkamm-lagers $P_{V,DK}$ zusammen:

$$P_{V,Lag} = \begin{cases} P_{V,WL} + P_{V,DK} & \text{bei Druckkammeinsatz} \\ P_{V,WL} & \text{sonst} \end{cases} \quad (5.3)$$

Für die im Folgenden beschriebenen Modellrechnungen wird die Reibleistung des Druckkamm-lagers mit Hilfe des in den Kapiteln 2 und 4 vorgestellten Berechnungsverfahrens bestimmt, für eine Abschätzung der in den Wälzlager umgesetzten Reibleistung wird auf durch [SKF08] zur Verfügung gestellte Formeln zurückgegriffen. Das gewählte Vorgehen zur Berechnung der Verlustleistungsanteile ist schematisch in Abb. 65 zusammengefasst.

Zunächst werden für alle Messpunkte gültige Größen, die beispielsweise die Getriebegeometrie beschreiben, erfasst. Für das in Abschnitt 5.2.1 beschriebene Versuchsgetriebe mit 29 bzw. 39 Zähnen ergeben sich bei einem

²⁷Da die lagerungsabhängigen Verluste zu einer Erwärmung des Schmierstoffes führen, sind Quereinflüsse beispielsweise für viskositätsabhängige, lagerungsunabhängige Verluste (Reibung im Zahnkontakt) theoretisch möglich. Derartige Quereinflüsse werden für die folgenden Überlegungen allerdings vernachlässigt.

Getriebeparameter laden: - Achsabstand, Zähnezahlen - Vektorielle Position der Lager (Kraftangriffspunkte) - Schmierstoffeigenschaften und Füllhöhe	
Abgeleitete Getriebekenngößen bestimmen: - Übersetzung, Wälzkreise - Vektorielle Position des Angriffspunktes der Zahnkräfte	
Für alle untersuchten Messpunkte (aus Tab. 19 und Tab. 20):	
Initialisierung des Berechnungspunktes: - Einlesen der Messwerte: n_{An} , M_{An} , P_V - Einlesen der verwendeten Lagerungsart	
Bestimmung der Verzahnungskräfte	
Lagerreaktionskräfte bestimmen (Abschnitt 5.4.1)	
Getriebetemperatur abschätzen und Viskosität bestimmen (Abschnitt 5.4.2)	
Abschätzung der Wälzlagerverluste $P_{V,WL}$ (Abschnitt 5.4.3)	
Druckkamm lager eingesetzt?	
WAHR	FALSCH
Bestimmung der Druckkammverlustleistung gem. Kap. 2 und Kap. 4	$P_{V,Lag} = P_{V,WL}$
$P_{V,Lag} = P_{V,WL} + P_{V,DK}$	
Bestimmung des lagerungsunabhängigen Verlustanteils: $P_{V,Rest} = P_{V,Get} - P_{V,Lag}$	

Abb. 65.: Vorgehen zur Bestimmung der Verlustleistungsanteile: schematische Darstellung des Berechnungsablaufes.

Achsabstand a_{achs} von 29 mm folgende Wälzkreisdurchmesser, wenn eine Deformation von Getriebewellen und Verzahnung vernachlässigt wird:

$$d_{wk,Rit} = \frac{2 \cdot a_{achs}}{1 + 39/29} = 60,559 \text{ mm} \quad (5.4)$$

$$d_{wk,Rad} = d_{wk,Rit} \cdot 39/29 = 81,441 \text{ mm} \quad (5.5)$$

Die Positionen des Kraftangriffs der Lagerreaktions- und der Verzahnungskräfte ergeben sich aus der Geometrie des Getriebes. Ihre Beschreibung erfolgt in vektorieller Form. Für das Versuchsgetriebe, welches über die Radwelle angetrieben wird, liegt der Ursprung der Positionsbeschreibung verwendeten Koordinatensystems im Kraftangriffspunkt des Radwellenlagers

($L1$) zwischen dem angetriebenen Wellenende und dem Rad. Das zweite Lager der Radwelle wird als $L2$ bezeichnet. Das nicht-abtriebsseitige Lager der Ritzelwelle erhält die Bezeichnung $L3$, das Lager zwischen Ritzel und Abtrieb ist Lager $L4$. Die x-Achse des Koordinatensystems liegt parallel zur Rotationsachse der Radwelle. Das Lager $L2$ liegt in positiver x-Richtung bezüglich des Lagers $L1$. Die Koordinatenachsen x und y beschreiben die Teilungsebene des Getriebes, wobei das Lager $L3$ in negativer y-Richtung bezüglich dem Koordinatenursprung im Lager $L1$ liegt. Die z-Achse ergibt sich dementsprechend nach oben positiv.

Dichte und Nennviskosität des Schmierstoffs sowie die Füllhöhe im Getriebe werden den in Abschnitt 5.2.1 getroffenen Festlegungen entsprechend übernommen. Der Abstand des Schmierstoffniveaus von der Teilungsebene des Getriebes Lev_{Fluid} ergibt sich als Abstand der Lagermitte zur Mitte des unteren Wälzkörpers am kleineren Lager²⁸.

Für jeden auszuwertenden Betriebspunkt werden die folgenden Berechnungsschritte als Schleifendurchlauf ausgeführt. Basierend auf dem Antriebsmoment und der Verzahnungsgeometrie werden zunächst die an den Zahnflanken wirksamen Kraftkomponenten bestimmt. Abb. 66 stellt die sich für das verwendete Zahnradpaar ergebenden Kraftkomponenten in Abhängigkeit vom Antriebsmoment als Kennlinien dar.

5.4.1. Bestimmung der Lagerbelastungen

Aus den bekannten Zahnkraftkomponenten lassen sich unter Berücksichtigung der Getriebegeometrie die Lagerreaktionskräfte berechnen, indem für jede Welle Kraft- und Momentengleichgewichte in zwei Ebenen gelöst werden. Die resultierende, radiale Lagerreaktionskraft wird über die geometrische Addition der jeweiligen Komponenten in den beiden Berechnungsebenen gebildet. Ihr Betrag wird als Radialbelastung $F_{r, WL}$ bezeichnet.

²⁸Rechnerisch bestimmt sich die Mittenhöhe des unteren Wälzkörpers für Rillenkugellager aus dem inneren und dem äußeren Laufbahndurchmesser (hier: 19,6 mm), für Kegelrollenlager wird der Wert aus dem Außen- und Innendurchmesser des Lagers bestimmt (hier: 19,25 mm), in den hier ausgeführten Berechnungen wird, unter der Annahme einer konstanten Füllhöhe für beide Lagerungsvarianten, der Wert von $Lev_{\text{Fluid}}=19,6$ mm verwendet.

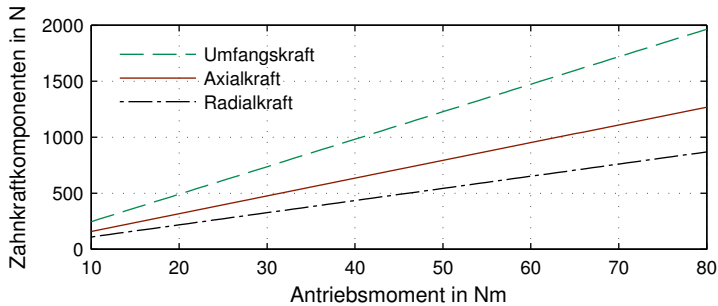


Abb. 66.: Zahnkraftkomponenten: Berechnet für das in den Versuchen verwendete Zahnradpaar in Abhängigkeit vom Antriebsmoment.

Bei der Bestimmung der axialen Lagerbelastungen ist zu beachten, dass Kegelrollenlager diese nur in einer Richtung aufnehmen können, weshalb anhand des Vorzeichens der Axiallast entschieden werden muss, welches der beiden Wellenlager diese aufnehmen muss. Ihr Betrag wird als axiale Lagerbelastung $F_{a, WL}$ bezeichnet. Werden Druckkammllager eingesetzt, ergibt sich deren axiale Belastung aus der Verzahnungsaxialkraft, die Gehäuselager erfahren dann lediglich radiale Beanspruchungen.

Es ist zu beachten, dass die Verzahnungsaxialkraft über den Hebelarm der Wälzkreisradien ein zusätzliches Moment in z-Richtung generiert, aus dem eine erhöhte Radialbeanspruchung der Lager in y-Richtung resultieren kann, wenn die Axiallasten nicht durch ein Druckkammllager ausgeglichen werden.

5.4.2. Getriebetemperatur

Während der Versuche wurde die Temperatur des Getriebes beziehungsweise des Schmierstoffs nicht erfasst. Da diese jedoch signifikanten Einfluss auf die Viskosität (siehe Abschnitt 2.6.1) des Schmierstoffs besitzt und somit für die folgenden Berechnungen benötigt wird, muss diese durch eine möglichst geeignete Schätzung ermittelt werden.

Als einfacher Ansatz könnte eine konstante Temperatur für alle Betriebspunkte gewählt werden, dieser widerspricht jedoch der während der Versuche beobachteten Erwärmung des Getriebes.

Prinzipiell gilt, dass verlustleistungsbehaftete Reibstellen als Wärmequellen angesehen werden können. Der von ihnen erzeugte Wärmestrom muss entweder an die Umgebung abgeführt werden oder eine Erwärmung des Getriebes hervorrufen. Gewählt werden soll daher ein Ansatz, bei dem die Temperatur mit der gemessenen Verlustleistung $P_{V, gem}$ ansteigt. Mögliche Wärmeabfuhrmechanismen sind Strahlung, Konvektion und Konduktion. Wärmestrahlung ist in der vierten Potenz von der Temperaturdifferenz zur Umgebung abhängig und wird daher als vernachlässigbar angesehen. Da kein Austausch des Schmierstoffs während des Betriebs (etwa durch eine Umlaufschmierung) erfolgt, bleiben nur die Wärmeleitung in die Umgebungskonstruktion und der konvektive Wärmeübergang von der Gehäuseoberfläche an die Umgebungsluft als relevante Mechanismen für die Wärmeabfuhr. Stimmen erzeugter und abgeführter Wärmestrom überein (statischer Betriebszustand) bleibt die Temperatur des Getriebes konstant. Im Versuch wurden die untersuchten Leistungsstufen nur für sehr kurze Zeitintervalle angefahren, sodass nicht von einem statischen Betriebszustand auszugehen ist. In der zugrunde liegenden Modellvorstellung teilt sich die Verlustleistung daher in drei Wärmeströme (Konvektion: \dot{Q}_{konv} ; Leitung: \dot{Q}_{kond} und Speicherwärme: \dot{Q}_{sp}) auf:

$$P_{V, gem} = \dot{Q}_{konv} + \dot{Q}_{kond} + \dot{Q}_{sp} \quad (5.6)$$

Da nicht genügend Parameter bekannt sind, um das entstehende Gleichungssystem eindeutig zu lösen, wird die Annahme getroffen, dass die Getriebetemperatur derjenigen Temperatur entspricht, bei der der konvektive Wärmestrom dem Anteil a_{konv} der Verlustleistung entspricht. Es ergibt sich die Hypothese:

$$\dot{Q}_{konv} = a_{konv} \cdot P_{V, gem} \quad (5.7)$$

Für den Schätzwert der durch die Verlustleistung hervorgerufenen Erwärmung des Getriebes $\Delta\vartheta_{P,V}$ gegenüber der Umgebungstemperatur gilt somit:

$$\Delta\vartheta_{P,V} = \frac{a_{konv} \cdot P_{V, gem}}{\alpha_{konv} \cdot A_{konv}} \quad (5.8)$$

Die konvektiv kühlende Oberfläche des Getriebes A_{konv} wird auf $0,13 \text{ m}^2$ geschätzt. Für die konvektive Kühlung wird, wegen einer leichten Anströmung durch ein nahes Lüftergebläse, ein Wärmeübergangskoeffizient α_{konv} von

20 W/(m² K) angenommen. Abb. 67 zeigt den für die Modellrechnungen unterstellten Verlauf der Getriebetemperatur über der gemessenen Verlustleistung. Dieser ergibt sich nach Gl. (5.8), wenn von einer Umgebungstemperatur von 13 °C und einem konvektiv übertragenem Verlustleistungsanteil 17 % ausgegangen wird.

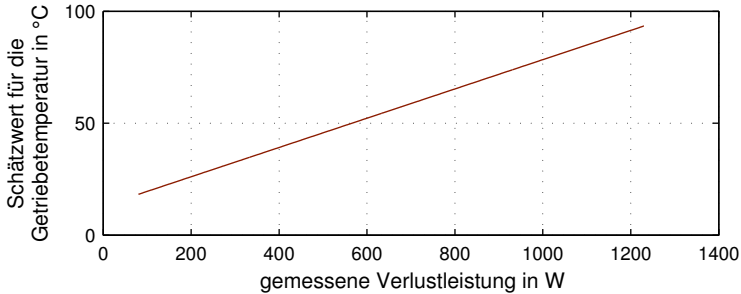


Abb. 67.: Verlustleistungsproportionales Temperaturmodell: Verlauf der abgeschätzten Getriebetemperatur über der gemessenen Verlustleistung.

In Abhängigkeit von der für den jeweiligen Lastfall errechneten Temperatur kann die dynamische Viskosität η_{ϑ} nach Gl. (2.53) bestimmt werden. Mit der Dichte ρ ergibt sich die für die Schmierstofftemperatur zu verwendende kinematische Viskosität ν_{ϑ} :

$$\nu_{\vartheta} = \frac{\eta_{\vartheta}}{\rho} \quad (5.9)$$

5.4.3. Abschätzung der Wälzlagerverluste

Die Abschätzung der in den Wälzlagern umgesetzten Verlustleistung $P_{V,WL}$ ist erforderlich, um den lagerungsabhängigen Verlustleistungsanteil gem. Gl. (5.3) bestimmen zu können. Sie ergibt sich als Summe aller an den einzelnen Wälzlagern auftretenden Verlustleistungen. Die Verlustleistung eines Wälzlagers wird durch das Produkt des an diesem Lager wirksamen Reibmomentes $M_{F,WL}$ und seiner Winkelgeschwindigkeit beschrieben. Die Winkelgeschwindigkeit ist über die an der jeweiligen Welle für den betrachteten Betriebspunkt erfasste Drehzahl bekannt. Für die Bestimmung der an den Wälzlagern wirksamen Reibmomente wird in dieser Arbeit auf durch die Firma SKF bereit-

gestellte Formeln und Koeffizienten zurückgegriffen. An dieser Stelle werden lediglich Auszüge zur Reibmomentbestimmung wiedergegeben, die für die Berechnung am Versuchsgetriebe eingesetzt wurden, weiterführende Angaben und genauere Ausführungen finden sich in [SKF08].

Angewendet wird das „SKF Verfahren zur Berechnung des Reibungsmomentes“ unter Berücksichtigung „zusätzlicher Einflüsse“. Nach diesem Verfahren ergibt sich das an einem Wälzlager wirksame Reibmoment als Summe von vier ursachenbezogenen Anteilen. Diese sind: das Rollreibungsmoment M_{rr} , das Gleitreibungsmoment M_{sl} , ein auf berührende Dichtungen zurückzuführendes Reibmoment M_{seal} und ein durch Strömungs-, Plansch-, und Spritzverluste hervorgerufenes Reibmoment M_{drag} . „Zusätzliche Einflüsse“ werden durch die Anwendung eines Schmierfilmdickenfaktors ϕ_{ish} und eines Schmierstoffverdrängungsfaktors ϕ_{rs} berücksichtigt:

$$M_{F,WL} = \phi_{ish} \cdot \phi_{rs} \cdot M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (5.10)$$

Da im Versuchsgetriebe keine Wälzlager mit berührenden Dichtungen verwendet werden, wird das entsprechende Reibmoment M_{seal} Null gesetzt. Bei der Verwendung von Gl. (5.10), sowie den im Folgenden angegebenen Gleichungen zur Bestimmung der darin verwendeten Größen, ist zu beachten, dass [SKF08] Zahlenwertgleichungen verwendet, die im Interesse einer besseren Vergleichbarkeit hier übernommen wurden. Bevor im Folgenden die einzelnen Anteile des Reibmomentes bestimmt werden, werden zunächst einige Hilfsgrößen zur Beschreibung der Lagerungssituation berechnet.

Lagerkenngrößen

Aus dem Außen- $d_{A,WL}$ und dem Bohrungsdurchmesser $d_{I,WL}$ des Wälzlagers lässt sich der mittlere Lagerdurchmesser $d_{m,WL}$ bestimmen:

$$d_{m,WL} = \frac{d_{A,WL} + d_{I,WL}}{2} \quad (5.11)$$

Diese Durchmesser werden in den Zahlenwertgleichungen in mm angegeben.

Die Drehzahl des Wälzlagers n_{WL} entspricht der jeweiligen Wellendrehzahl und wird in 1/min in die Zahlenwertgleichungen eingesetzt.

Die kinematische Schmierstoffviskosität bei der Betriebstemperatur ν_{\emptyset} wird in mm^2/s angegeben.

Die Lagerbelastungen $F_{a,WL}$ und $F_{r,WL}$ werden grundsätzlich positiv und in N angegeben.

Der Ölstand oberhalb der Außenringschulter $H_{F\text{fluid},WL}$ kann für Rillenkugellager aus der Differenz des halben Laufflächenaußendurchmessers und dem Füllstand $Lev_{F\text{fluid}}$ berechnet werden. Für Kegelrollenlager wird der Füllstand auf den halben Außendurchmesser bezogen.

Schmierfilmdickenfaktor

Im geschmierten Wälzkontakt treibt ein Wälzkörper einen Teil des Schmierstoffs im „Vorlauf“ vor sich her. Die darin auftretenden Schervorgänge erwärmen den Schmierstoff bevor er in die Kontaktzone eintritt und führen zu einer Absenkung von Schmierfilmdicke und Viskosität im Kontakt. Hierdurch ergibt sich eine Reduktion des Rollreibungsmomentes, die durch den Schmierfilmdickenfaktor beschrieben werden soll, für diesen gilt:

$$\phi_{\text{ish}} = \frac{1}{1 + 1,84 \cdot 10^{-9} \cdot (n_{WL} \cdot d_{m,WL})^{1,28} \cdot \nu_{\emptyset}^{0,64}} \quad (5.12)$$

Schmierstoffverdrängungsfaktor

Im geschmierten Wälzkontakt wird überschüssiger Schmierstoff bei der Überrollung durch einen Wälzkörper aus der Laufbahnmitte verdrängt. Kann der Schmierstoff nicht vollständig zurückfließen bevor die Überrollung durch den nächsten Wälzkörper erfolgt, ergibt sich eine Minderung der Schmierfilmdicke und damit eine Absenkung des zu erwartenden Rollreibungsmomentes. Diese Minderung soll durch den Schmierstoffverdrängungsfaktor beschrieben werden.

$$\phi_{rs} = \left(2,718^{K_{rs} \cdot \nu_{\emptyset} \cdot n_{WL} \cdot (d_{A,WL} + d_{I,WL}) \cdot \sqrt{\frac{K_Z}{2 \cdot (d_{A,WL} - d_{I,WL})}}} \right)^{-1} \quad (5.13)$$

Der Designbeiwert K_Z ist von der Lagerungsart abhängig und wird in [SKF08, Tabelle 5] für Rillenkugellager mit einem Wert von 3,1 angegeben, für Kegelrollenlager gilt: $K_Z = 6$. Für niedrige Ölbadschmierungen wird $K_{rs} = 3 \cdot 10^{-8}$ angegeben, erreicht das Ölniveau die Mitte des unteren Wälzkörpers, gilt: $\phi_{rs} = 1$.

Rollreibungsmoment

Das Rollreibungsmoment ergibt sich in Abhängigkeit von der kinematischen Viskosität bei Betriebstemperatur, der Drehzahl und einem Rollreibungsgrundwert G_{rr} :

$$M_{rr} = G_{rr} \cdot (\nu_{\vartheta} \cdot n_{WL})^{0,6} \quad (5.14)$$

Das Rollreibungsmoment ergibt sich nach Gl. (5.14) in Nmm. Die notwendigen Formeln zur Berechnung von G_{rr} finden sich in [SKF08, Tabelle 2a].

Für Rillenkugellager ohne axiale Belastung gilt:

$$G_{rr} = R_1 \cdot d_{m,WL}^{1,96} \cdot F_{r,WL}^{0,54} \quad (5.15)$$

Der Designbeiwert R_1 hängt von der Lagerbauart ab. Für die auf der Ritzelwelle verwendeten Lager (6205) gilt gem. [SKF08, Tabelle 3a]: $R_1 = 3,9 \cdot 10^{-7}$, für die Lager der Radwelle (6007) gilt: $R_1 = 4,1 \cdot 10^{-7}$.

Bei der Verwendung von Kegelrollenlagern ergibt sich der Rollreibungsgrundwert zu:

$$G_{rr} = R_1 \cdot d_{m,WL}^{2,38} \cdot (F_{r,WL} + R_2 \cdot Y \cdot F_{a,WL})^{0,31} \quad (5.16)$$

Für die Lager der Ritzelwelle (32205 BJ2 Q) ergeben sich die bauartabhängigen Beiwerte zu: $R_1 = 2,38 \cdot 10^{-6}$, $R_2 = 10,9$, $Y = 1,05$. Für die Lager der Radwelle (32007 J2 Q) gilt: $R_1 = 2,38 \cdot 10^{-6}$, $R_2 = 10,9$, $Y = 1,35$.

Gleitreibungsmoment

Das Gleitreibungsmoment wird als Produkt eines Gleitreibungsgrundwertes G_{sl} und einer Gleitreibungszahl $\mu_{sl,WL}$ gebildet:

$$M_{sl} = G_{sl} \cdot \mu_{sl,WL} \quad (5.17)$$

Das Gleitreibungsmoment ergibt sich nach Gl. (5.17) in Nmm. Bei ausreichend tragfähigem Schmierfilm wird für mit Mineralölen geschmierte Rillenkugellager eine Gleitreibungszahl von $\mu_{sl,WL} = 0,05$, für Kegelrollenlager von $\mu_{sl,WL} = 0,002$ angegeben.

Für den Gleitreibungsgrundwert von Rillenkugellagern gilt gem. [SKF08, Tabelle 2a]:

$$G_{sl} = S_1 \cdot d_{m,WL}^{-0,26} \cdot F_{r,WL}^{5/3} \quad (5.18)$$

Der Designbeiwert S_1 hängt von der Lagerbauart ab. Für die auf der Ritzelwelle verwendeten Lager (6205) gilt gem. [SKF08, Tabelle 3a]: $S_1 = 3,23 \cdot 10^{-3}$, für die Lager der Radwelle (6007) gilt: $S_1 = 3,73 \cdot 10^{-3}$.

Werden Kegelrollenlager eingesetzt, ergibt sich der Gleitreibungsgrundwert zu:

$$G_{sl} = S_1 \cdot d_{m,WL}^{0,82} \cdot (F_{r,WL} + S_2 \cdot Y \cdot F_{a,WL}) \quad (5.19)$$

Für die Ritzelwellenlagerung gilt: $S_1 = 0,026$, für die auf der Radwelle eingesetzten Lager gilt: $S_1 = 0,014$. In beiden Fällen ist $S_2 = 2$.

Reibmoment aus Strömungsverlusten

Spritz-, Plansch-, und Strömungsverluste wachsen mit Drehzahl und Lagergröße an. Weitere Einflüsse sind die Lagerbauart und das Verhältnis aus Ölstand (über der unteren Schulter des Außenrings) und Lagergröße. Für im Ölbad geschmierte Lager bietet [SKF08, Diagramm 2] Kennlinien²⁹ mit denen sich eine

²⁹Zugunsten einer automatisierten Auswertung wurden die Kennlinien für die Verwendung in dieser Arbeit mittels Spline-Interpolation nachgebildet.

Ölbadwiderstandsvariable V_M in Abhängigkeit von $H_{\text{Fluid,WL}}/d_{\text{m,WL}}$ bestimmen lässt.

Zur Abbildung des Einflusses der Lagerbauart werden die Beiwerte K_{ball} für Rillenkugellager und K_{roll} für Rollenlager gebildet. Für diese gilt:

$$K_{\text{ball}} = \frac{i_{\text{rw}} \cdot K_Z \cdot (d_{\text{A,WL}} + d_{\text{I,WL}})}{d_{\text{A,WL}} - d_{\text{I,WL}}} \cdot 10^{-12} \quad (5.20)$$

$$K_{\text{roll}} = \frac{K_L \cdot K_Z \cdot (d_{\text{A,WL}} + d_{\text{I,WL}})}{d_{\text{A,WL}} - d_{\text{I,WL}}} \cdot 10^{-12} \quad (5.21)$$

Hierin ist i_{rw} die Anzahl der Kugelreihen, der Designbeiwert K_L nimmt für Kegelrollenlager den Wert 0,7 an, der Designbeiwert K_Z ergibt sich wie bei der Bestimmung des Schmierstoffverdrängungsfaktors in Abhängigkeit von der Lagerart.

Für Kugellager ergibt sich das strömungsverlustabhängige Reibmoment durch:

$$M_{\text{drag}} = V_M \cdot K_{\text{ball}} \cdot d_{\text{m,WL}}^5 \cdot n_{\text{WL}}^2 \quad (5.22)$$

Für Rollenlager berechnet sich das strömungsverlustabhängige Reibmoment zu:

$$M_{\text{drag}} = 10 \cdot V_M \cdot K_{\text{roll}} \cdot B_{\text{I,WL}} \cdot d_{\text{m,WL}}^4 \cdot n_{\text{WL}}^2 \quad (5.23)$$

Hierbei wird die Breite des Lagerinnenringes $B_{\text{I,WL}}$ in mm angegeben. Auch das Reibmoment aus Strömungsverlusten ergibt sich aus Gl. (5.22) bzw. Gl. (5.23) in Nmm.

5.4.4. Vergleich der lagerungsunabhängigen Verlustleistungen

Nachdem für alle Wälzlager gem. Abschnitt 5.4.3 die Verlustleistungen bestimmt wurden und mittels des vorgestellten Berechnungsverfahrens auch die Verlustleistung eines eventuell eingesetzten Druckkamm-lagers abgebildet wurde, ist als deren Summe die rechnerische, lagerungsabhängige Verlustleistung $P_{\text{V,Lag}}$ bekannt. Gemäß den zu Gl. (5.2) führenden Überlegungen sollte sich die lagerungsunabhängige Verlustleistung $P_{\text{V,Rest}}$ ergeben, wenn die errechneten, lagerungsabhängigen Verluste von den gemessenen Gesamtverlusten

abgezogen werden. Abb. 68 stellt, gegliedert nach Drehzahlstufen, für beide Lagerungskonzepte sowohl die gemessenen Verlustleistungen (durchgezogene Linien) als auch die errechneten, lagerungsunabhängigen Verlustleistungen (gestrichelt) einander gegenüber.

Es zeigt sich, dass für alle vier Drehzahlstufen die Kennlinie der lagerungsunabhängigen Verlustleistung deutlich dichter an der Gesamtverlustleistung liegt, wenn die mit der Druckkamm Lagerung bestimmten Graphen betrachtet werden. Dies bedeutet, dass die lagerungsabhängigen Verlustanteile im Druckkammgetriebe eine geringere Bedeutung besitzen, als bei Verwendung der angestellten Lagerung. Einen direkten Vergleich der sich aus Experiment und Berechnung ergebenden Verläufe der lagerungsunabhängigen Verlustleistung ermöglicht Abb. 69 in einem Diagramm.

Idealerweise sollten sich übereinstimmende Verläufe für beide Lagerungskonzepte ergeben, da der dargestellte, lagerungsunabhängige Anteil an der Verlustleistung definitionsgemäß nicht von der verwendeten Lagerungsart abhängen darf. In der Tat liegen die gewonnenen Kurven für die einzelnen Drehzahlstufen relativ dicht beieinander, insbesondere wenn die Abweichungen zwischen den Kennlinien in Relation zu den insgesamt gemessenen Verlustleistungen gesetzt werden. Hieraus folgt der Schluss, dass sich mit dem in dieser Arbeit vorgestellten Berechnungsverfahren die Verlustleistung der Druckkamm Lagerung genau genug prognostizieren lässt, um in Kombination mit den Formeln aus Abschnitt 5.4.3 eine aussagekräftige Vorhersage der lagerungsabhängigen Verluste für ein Getriebesystem zu erstellen. Es steht somit ein Werkzeug zur Verfügung, mit dem sich bereits in der Entwurfsphase eine Einschätzung der möglichen Effizienzsteigerung für schrägverzahnte Getriebe durch den Einsatz von Druckkamm Lagern errechnen lässt.

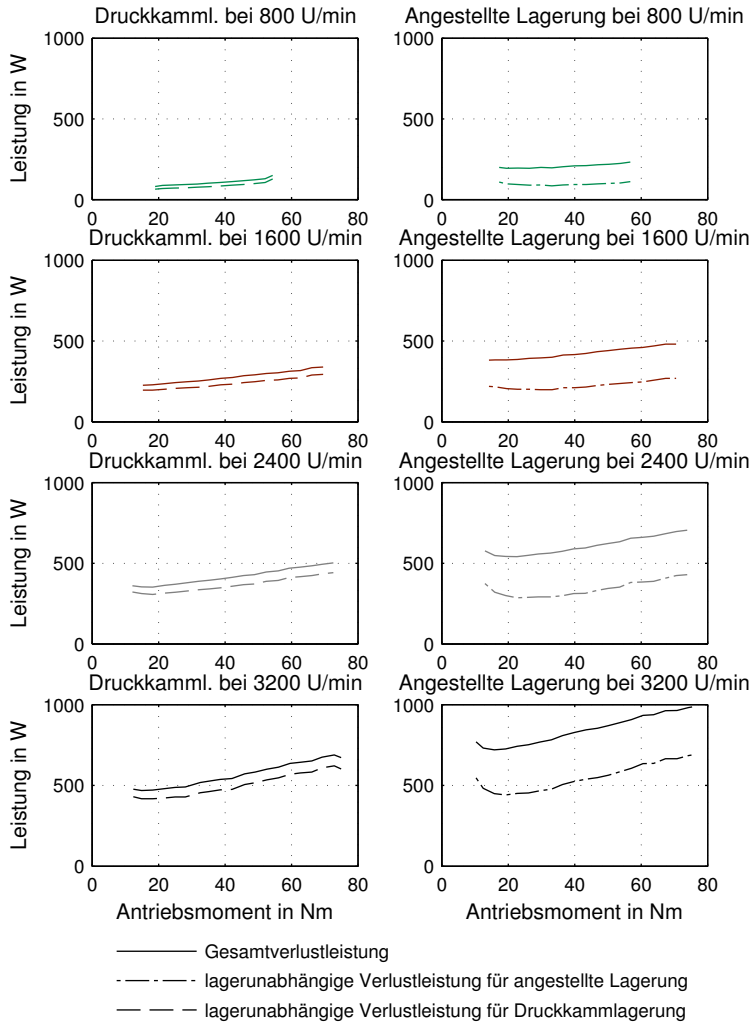


Abb. 68.: Rechnerische Aufteilung der gemessenen Verlustleistung: Die Subtraktion der errechneten Lagerungsverluste von der gemessenen Gesamtverlustleistung (durchgezogene Linien) kennzeichnet die Grenze (unterbrochene Linien) zwischen dem lagerungsunabhängigen Verlustanteil unterhalb der Linie und dem lagerungsabhängigen Anteil darüber. Die zugrunde liegenden Lagerungsverluste wurden unter der Annahme einer verlustleistungsproportionalen Temperaturentwicklung berechnet.

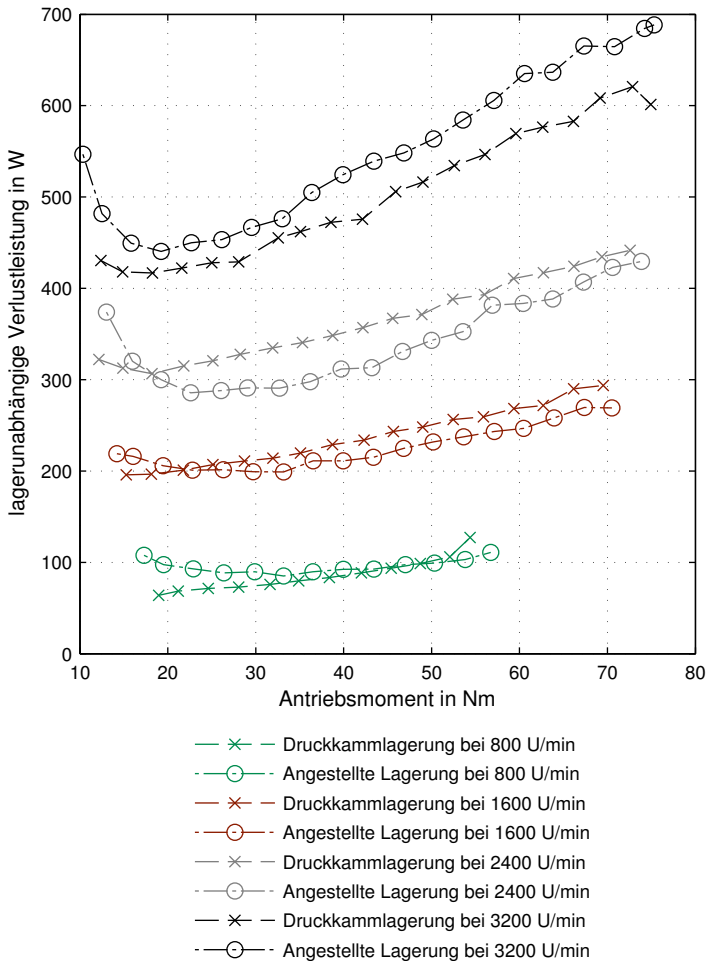


Abb. 69.: Vergleich lagerunabhängiger Verlustleistungsanteile: Gegenüberstellung für Getriebevarianten mit angestellter und mit Druckkamm-lagerung unter der Annahme einer verlustleistungsproportionalen Temperaturentwicklung.

6. Zusammenfassung

Druckkamlager werden seit langem erfolgreich in Turboverdichtergetrieben eingesetzt, um den als externe Axialkraft wirkenden Verdichterschub von der schnell laufenden Ritzelwelle auf die langsamer drehende Radwelle zu übertragen und erst von dieser in das Getriebegehäuse abzuführen. Hierdurch gelingt es, die Ritzelwelle schwimmend zu lagern und durch den Verzicht auf ein Axiallager erhebliche Reibungsverluste einzusparen. In anderen Gebieten der Getriebekonstruktion finden Druckkamlager bisher allerdings kaum Verwendung, obwohl ihre Fähigkeit der direkten Axialkraftübertragung zwischen rotierenden Wellen hervorragend dazu geeignet ist, bei der Drehmomentübertragung in schrägverzahnten Getriebestufen entstehende Axialkräfte auszugleichen und so die Gehäuselagerungen zu entlasten. Als wichtige Ursachen dieser geringen Verbreitung erscheinen, neben dem allgemein niedrigen Bekanntheitsgrad des Maschinenelementes, Unsicherheiten hinsichtlich der Anwendbarkeit und Auslegung. Die vorliegende Arbeit soll daher einen Beitrag zum Abbau dieser Hinderungsfaktoren leisten.

In einem einführenden Kapitel werden die grundlegenden Funktionsweisen der Druckkamlagerung erläutert, eine Übersicht zu bereits verfügbaren, vorangegangenen Arbeiten zu dieser Thematik gegeben und Zielstellungen für diese Arbeit definiert, die eine Übertragung dieser Lagerungstechnik in andere Anwendungsgebiete ermöglichen soll. Da der Aufbau eines die Kontaktflächen vollständig trennenden, hydrodynamischen Schmierfilms als eine Grundvoraussetzung für den dauerhaften, effizienten Betrieb von Druckkamlagern anzusehen ist, sollen zunächst Gestaltungsparameter identifiziert werden, mit denen sich die für die hydrodynamische Vollschrnierung erforderliche Geschwindigkeit absenken lässt, um auch Anwendungsfelder im niedertourigen Drehzahlbereich für die Druckkammtechnik zu erschließen. Um die Motivation für den Einsatz von Druckkamlagern auch in derartigen Getrieben zu steigern, soll zudem ein experimenteller Nachweis für mögliche Wirkungsgrad-

steigerungen an wälzgelagerten, schrägverzahnten Getrieben erbracht werden. Das dritte definierte Ziel der Arbeit richtet sich auf die numerische Darstellung möglicher Festkörperberührungen zwischen den rauen Kontaktflächen bei geringen Schmier-spaltweiten, um das Reibungs- und Betriebsverhalten von Druckkamm-lagern auch unter Mischreibungsbedingungen simulativ abbilden zu können. Insgesamt sollen die Beschreibungen der im Rahmen der Arbeit gewonnenen Erkenntnisse und der entwickelten Berechnungsmethoden dem interessierten Getriebekonstrukteur als Hilfsmittel dienen, um den Einfluss eines potentiell einsetzbaren Druckkamm-lagers auf ein Getriebesystem abzuschätzen und bei dessen Gestaltung zu unterstützen.

In Kapitel 2 erfolgt daher zunächst die Beschreibung eines Berechnungsvorgehens, welches sich auf die Abbildung des hydrodynamischen Schmierfilmaufbaus konzentriert. Hierfür werden die REYNOLDS'schen Differentialgleichungen unter Anwendung eines Finite-Differenzen-Ansatzes über einem gestaffelten Gitter gelöst, in welchem der sich für das betrachtete Druckkamm-lager ergebende Kontaktbereich abgebildet wird. Die Berücksichtigung druckbedingter Veränderungen der Schmierstoffeigenschaften Viskosität und Dichte, sowie die Abbildung einer druckinduzierten, elastischen Schmier-spaltdeformation machen die iterative Lösung innerhalb geschachtelter Berechnungsschleifen erforderlich. Die sich aus diesen ergebenden Verteilungen des Druckes und der Spaltweite bilden die Grundlage für die auf die Iteration folgende Bestimmung von Reibungskenngrößen für das Druckkamm-lager. Insbesondere die minimale Spaltweite einer betrachteten Lagerkonfiguration kann für die Beurteilung des im Betrieb zu erwartenden Schmierzustandes herangezogen werden. Im zweiten Teil des Kapitels werden exemplarische Modellrechnungen ausgeführt, die Einflüsse verschiedener Gestaltungsparameter, wie etwa dem zu erwartenden Schlupfverhältnis oder dem Lauflflächenneigungswinkel auf die minimale Spaltweite abbilden sollen. Es zeigt sich, dass für die Auswahl geeigneter Gestaltungsparameter nicht nur die minimale Spaltweite im anvisierten Betriebspunkt, sondern auch die sich mit diesen während eines Anfahrvorganges ergebenden Spaltweiten zu beachten sind.

Durchführung und Ergebnisse experimenteller Untersuchungen zum Übergangsverhalten von Druckkamm-lagern zwischen Mischreibungs- und Vollschmierungsgebiet bilden den thematischen Schwerpunkt von Kapitel 3. Auf einem speziellen Zwei-Scheiben-Prüfstand wurden für unterschiedlich gestal-

tete Lagerlauflächen Kennlinien aufgenommen, die die in Abhängigkeit von der aufgebrachten Axiallast erforderliche Geschwindigkeit zum Aufbau eines vollständig trennenden Schmierfilmes beschreiben. Die Erfassung und Beurteilung des Kontaktzustandes erfolgt zum einen über die Betrachtung des Reibkoeffizienten, zum anderen durch Beobachtung des Übergangswiderstandes zwischen den Lauflächen. Neben der allgemeinen Versuchsdurchführung wird insbesondere der Aufbau der Messvorrichtung sowie die Auswertung der gewonnenen Signale beschrieben. Die in den Experimenten beobachteten Einflüsse der untersuchten Gestaltungsparameter decken sich im Allgemeinen recht gut mit Vorhersagen auf Basis des im vorangegangenen Kapitel beschriebenen Berechnungsverfahrens. Werden experimentell ermittelte Übergangsgeschwindigkeiten günstigerer und weniger geeigneter Gestaltungsvarianten verglichen, ergeben sich teilweise Reduktionen von 50 %. Hierdurch lässt sich das potentielle Anwendungsgebiet von Druckkammlagern deutlich ausdehnen, insbesondere wenn berücksichtigt wird, dass sich, unter der Annahme einer konstanten Beschleunigung eines Getriebesystems, der Verschleißweg, welcher innerhalb eines Anfahrvorgangs vor Erreichen der Vollschrmerung unter Mischreibungsbedingungen zu überstehen ist, auf etwa 25 % verkürzt wird.

Die aufgenommenen Betriebspunkte der Übergangskennlinien werden wiederum als Eingangsparameter für das entwickelte Berechnungsverfahren verwendet, um damit die sich rechnerisch ergebenden, minimalen Spaltweiten im Übergangsbereich zu bestimmen. Obwohl die errechneten Werte erwartungsgemäß von einer gewissen Streuung betroffen sind, ergibt sich im Mittel ein Wert für den Übergang, welcher dicht bei der ermittelten Übergangsspaltweite liegt, die sich für das mittels gemessenen Rauheitsschriebe konfigurierte Oberflächenmodell ergibt, welches im folgenden Kapitel zur Abbildung von Festkörperkontakten genutzt werden soll. Diese gute Übereinstimmung wird als Anzeichen dafür angesehen, dass das verwendete Berechnungsverfahren tatsächlich zur Prognose der zu erwartenden minimalen Spaltweite von Druckkammlagern und damit für deren Auslegung angewendet werden kann.

Zur Berechnung der Auswirkungen von Festkörperberührungen im Mischreibungsgebiet wird ein statistisches Kontaktmodell nach [Eng02] und [Wie05] angewendet. Mit diesem lassen sich, nach Übertragung von an realen Bauteilen gemessenen Rauheitsschriebe in eine aus Kugel-Kappen zusammenge-

setzte Ersatzfläche, Kennlinien für Normal- und Reibkraft in Abhängigkeit der Spaltweite bestimmen. Durch Einbindung dieser Kennlinien in den hydrodynamischen Berechnungsablauf aus Kapitel 2, gelingt in Kapitel 4 die Abbildung von Mischreibungsverhalten für Druckkammlager, wie dies etwa durch Darstellung einer rechnerisch bestimmten Kurvenschar sogenannter STRIBECK-Kurven für ein mit verschiedenen Axiallasten betriebenes Druckkammlager illustriert wird.

Das verwendete Mischreibungsmodell unterscheidet in Abhängigkeit von der jeweils erfahrenen Deformation drei Verformungsbereiche für die Kugellappen: zunächst rein elastisch, dann elastisch/eingeschlossen plastisch und schließlich vollplastisch. Zur Bestimmung der Festkörperreibung werden ein adhäsionsbedingter und ein deformationsbedingter Reibanteil berücksichtigt.

Ein experimenteller Abgleich der erreichbaren Wirkungsgrade für schrägverzahnte, wälzgelagerte Getriebe mit und ohne Druckkammlagerung erfolgt in Kapitel 5. Hierfür werden im ersten Teil des Kapitels Wirkungsgradkennfelder für ein Versuchsgetriebe aufgenommen, welches mit verschiedenen Lagerungskonfigurationen betrieben werden kann. Der Vergleich dieser Kennfelder zeigt im Mittel einen Anstieg des Wirkungsgrades von über drei Prozent, der auf den Einsatz der Druckkammlagerung und die hierdurch ermöglichte Umstellung der Gehäuselagerung zurückzuführen ist. Insbesondere im Teillastbetrieb erhalten die druckkammbedingten Wirkungsgradsteigerungen eine stärkere Ausprägung, da sich die lagerungsabhängigen Verlusteinsparungen eher drehzahl- als lastabhängig entwickeln.

Im zweiten Teil von Kapitel 5 werden unter der Annahme einer verlustleistungsproportionalen Temperaturentwicklung die in der wälzlagerbasierten Gehäuselagerung umgesetzten Verlustleistungen anhand des weit verbreiteten „Four-Source-Model“ nach [SKF08] für alle Betriebspunkte der experimentellen Wirkungsgraduntersuchung abgeschätzt. Die Verlustleistung einer etwaigen Druckkammlagerung werden mit Hilfe des in Kapitel 4 erarbeiteten Reibmodells abgebildet, sodass sich die lagerungsbedingten Verlustleistungen des Getriebesystems berechnen lassen. Rechnerisch ergeben sich die lagerungsunabhängigen Verluste aus der Differenz der gemessenen Gesamtverluste und der lagerungsabhängigen Verluste. Ein Vergleich der auf diese Weise gewonnenen Verläufe der lagerungsunabhängigen Verluste für beide im

Experiment untersuchten Lagerungskonzepte ergeben eine gute Übereinstimmung, was bedeutet, dass das vorgestellte Berechnungsverfahren geeignet ist, bereits in der Konstruktionsphase verschiedene Lagerungskonzepte zu vergleichen und zu bewerten und somit einen effizienteren Getriebeentwurf zu ermöglichen.

Die in Abschnitt 1.3 definierten Ziele wurden erreicht, darüber hinaus steht dem Anwender nun ein Berechnungsverfahren als Werkzeug zur Verfügung, mit dem sich unter anderem Verteilungen für Druck und Spaltweite in einem Druckkammkontakt für verschiedene Gestaltungsparameter und Betriebssituationen vorhersagen und eine Prognose der zu erwartenden Reibungsverluste errechnen lassen.

7. Ausblick

Trotz des erreichten Beitrages zur Auslegung effizienterer Getriebebelagerungen und der Erweiterung des potentiellen Anwendungsgebietes für Druckkamm-lager verbleiben einige offene Fragestellungen, die in weiteren Arbeiten beantwortet werden sollten.

In jedem Getriebesystem werden Betriebszustände eintreten (beispielsweise während Anfahr- oder Bremsvorgängen), bei denen das Auftreten von Mischreibung nicht vollständig vermieden werden kann. Für eine solide Auslegung ist die Kenntnis von Grenzwerten für (temporär) ertragbare Mischreibungsbelastungen notwendig, um diese mit den innerhalb des Produktlebenszyklus zu erwartenden Beanspruchungen abzugleichen. Erste Anhaltspunkte liefern die im Rahmen der zweiten Förderungsperiode des Schwerpunktprogrammes durchgeführten Untersuchungen zur Mischreibungsresistenz [HL17] und ein daraus abgeleitetes lineares Modell, welches Versagenslasten innerhalb der durchgeführten Untersuchungen beschreibt [Heß17b]. In diesen zeigte sich, dass mitunter deutlich höhere Belastungen als bisher angenommen (zumindest zeitweise) ohne Schadensereignis überstanden werden können. Zudem schließt der mitunter erhebliche Einfluss der betrachteten Untersuchungsparameter die Verwendung eines konstanten Auslegungswertes aus. Aufgrund der immer noch recht geringen experimentellen Datenbasis erscheinen weitere Untersuchungen und Analysen dringend erforderlich.

Der hydrodynamische Schmierfilm im Druckkamm-lager stellt ein elastisches Dämpfungselement im Getriebesystem dar. Als solches muss er einen Einfluss auf das maschinendynamische Verhalten des gesamten Systems besitzen. Erste Erkenntnisse hierzu sollen mittels eines derzeit im Aufbau befindlichen Versuchsgetriebes gewonnen werden, welches mit unterschiedlich gestalteten Druckkamm-lagern ausgerüstet werden kann und mit entsprechender Messtechnik ausgestattet ist. Vorgesehen ist zudem die Kopplung der ex-

perimentellen Ergebnisse mit einer Mehrkörpersimulation, um das beobachtete Druckkammverhalten auch im Modell wiedergeben zu können. Ansätze zur Abbildung des Steifigkeitsverhaltens von Druckkammaglern auf Basis einer hydrodynamischen Schmierfilmsimulation finden sich zudem in [CSW17].

Das hier vorgestellte, hydrodynamische Berechnungsmodell rechnet bisher isotherm mit einer vorgegebenen Schmierstofftemperatur. Durch eine Kopplung mit Energiegleichungen ließe sich die Erwärmung des Schmierstoffs im Kontaktbereich abbilden und so die Modellqualität insbesondere für hochtourige Betriebssituationen erhöhen. Weiteres Optimierungspotential für das Berechnungsverfahren besteht beispielsweise auf dem Feld der Kavitationsrandbedingungen, da der hier verwendete Ansatz nach GÜMBEL die Massenerhaltung nicht korrekt berücksichtigt.

In der Definition des DFG-Schwerpunktprogramms, auf dessen Basis die dieser Arbeit zugrunde liegenden Untersuchungen erfolgten, wurde die Verwendung von Beschichtungen explizit ausgeschlossen, dennoch könnten sich diese zukünftig als hilfreiche Option zur Steigerung der Mischreibungsresistenz von Druckkammaglern erweisen. Der Fokus der hier vorgestellten Arbeit lag klar im Bereich der technischen Umsetzung des Druckkammkonzeptes unter abweichenden Betriebsbedingungen sowie dessen Einfluss auf den energetischen Wirkungsgrad. Sich anschließende Fragestellungen, etwa nach fertigungstechnischen Umsetzungen, Konzepten zur Integration in bestehende Getriebesysteme oder wirtschaftliche Einflüsse wurden bisher kaum betrachtet, weshalb auch zu diesem Themenbereichen weiterer Forschungsbedarf besteht.

Literaturverzeichnis

- [Bar93] BARRAGAN DE LING, Flor de Maria: *Lubrication of thrust cones*. Cardiff, University of Wales, Phd thesis, 1993
- [Bar10] BARTEL, Dirk: *Simulation von Tribosystemen: Grundlagen und Anwendungen*. 1. Wiesbaden : Vieweg+Teubner | GWV Fachverlage GmbH, 2010 <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-9656-8>. – ISBN 978–3–8348–1241–4
- [Bas84] BASEDOW, Günter: Druckkämme übernehmen Axialkräfte in hochtourigen Getrieben. In: *Technica* 33 (1984), Nr. 12, S. 65–69
- [BBC24] Schutzrecht 401652 (06.09. 1924). BBC BROWN BOVERI & CIE (Anmelder). Stirnrädergetriebe mit einseitiger Schraubenverzahnung, DE000000401652A
- [BLH97] BARTEL, Dirk ; LÜNEBURG, Bernd ; HADLER, Jens: *Gleitlagerspontanversagen: Vorhaben Nr. 612, Berechnungsmodell zur Beschreibung der energetischen Zustände im Gleitlager ; Abschlußbericht ; Beginn der Arbeiten: 01.01.1995, Ende der Arbeiten: 31.12.1995*. Frankfurt Main : FVV, 1997 (Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen). – Heft 596-2
- [Cab15] CABLE, Travis A.: *Analysis of oil lubricated thrust collars for application in integrally geared compressors*. College Station, Texas A&M University, Master Thesis, 2015
- [CH15] CZICHOS, Horst (Hrsg.) ; HABIG, Karl-Heinz (Hrsg.): *Tribologie-Handbuch: Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik*. 4., vollst. überarb. u. erw. Aufl. Wiesbaden

- : Springer Vieweg, 2015 <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-2236-9>. – ISBN 978–3–8348–1810–2
- [CSW17] CABLE, Travis A. ; SAN ANDRÉS, Luis ; WYGANT, Karl: On the Predicted Effect of Angular Misalignment on the Performance of Oil Lubricated Thrust Collars in Integrally Geared Compressors. In: *Journal of engineering for gas turbines and power* 139 (2017), Nr. 4. <http://dx.doi.org/10.1115/1.4034722>
- [DH77] DOWSON, Duncan ; HIGGINSON, Gordon R.: *International series on materials science and technology*. Bd. 23: *Elastohydrodynamic lubrication*. SI ed. Oxford : Pergamon Press Ltd., 1977. – ISBN 0080213022
- [DHK85] DEHNER, Erwin ; HEIDRICH, Günther ; KÜÇÜKAY, Ferrit: Kompaktplanetengetriebe: Eine neue Planetengetriebe-generation. In: *Antriebstechnik; Organ der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V* 24 (1985), Nr. 8, S. 40,42,47–48
- [DIN53017] Norm DIN 53017 November 1993. *Viskosimetrie; Bestimmung des Temperaturkoeffizienten der Viskosität von Flüssigkeiten*
- [DINENISO4287] Norm DIN EN ISO 4287:2010-07 Juli 2010. *Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Benennungen, Definitionen und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit (ISO 4287:1997 + Cor 1:1998 + Cor 2:2005 + Amd 1:2009); Deutsche Fassung EN ISO 4287:1998 + AC:2008 + A1:2009*
- [DINISO3448] Norm DIN ISO 3448 Februar 2010. *Flüssige Industri-Schmierstoffe – ISO-Viskositätsklassifikation (ISO 3448:1992)*
- [DM03] DIETZ, Peter ; MUPENDE, Ilaka: *Druckkämme unter in-stationärer Axialkraftbelastung : Abschlussbericht zum Forschungsprojekt Di 289/24-1 [gefördert durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft DFG]*. Clausthal-Zellerfeld : Insti-

- tut für Maschinenwesen, Technische Universität Clausthal, 2003
- [Dow62] DOWSON, Duncan: A generalized Reynolds equation for fluid-film lubrication. In: *International Journal of Mechanical Sciences* 4 (1962), Nr. 2, 159-170. [http://dx.doi.org/10.1016/S0020-7403\(62\)80038-1](http://dx.doi.org/10.1016/S0020-7403(62)80038-1). – ISSN 0020–7403
- [Eng02] ENGEL, Steffen: *Fortschritte in der Maschinenkonstruktion*. Bd. 2002,2: *Reibungs- und Ermüdungsverhalten des Rad-Schiene-Systems mit und ohne Schmierung*: Zugl.: Magdeburg, Univ., Fak. für Maschinenbau, Diss., 2002. Aachen : Shaker, 2002. – ISBN 3832201688
- [Fig94] FIGEL, Klaus: Auslegung von Mehrwellengetrieben für Turboverdichter. In: *Antriebstechnik : Konstruktion, Entwicklung und Anwendung von Antrieben und Steuerungen ; Organ der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V* (1994), Nr. 6, S. 49–52
- [GFD14] GROTE, Karl-Heinrich (Hrsg.) ; FELDHOUSEN, Jörg (Hrsg.) ; DUBBEL, Heinrich (Hrsg.): *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau*. 24., aktualisierte Aufl. Berlin : Springer Vieweg, 2014 <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-38891-0>. – ISBN 978–3–642–38890–3
- [Heß13] HESS, Marcel: Der Vollschrnierung auf der Spur. In: *Mitteilungen aus dem Institut für Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal* (2013), Nr. 38, 121-132. http://www.gbv.de/dms/clausthal/H_BIB/IMW/mitteilungen/38-2013/imw-38-14.pdf
- [Hei84] Schutzrecht 3311310 (1984). HEIDRICH, Guenther (Erfinder); BHS-Bayerische Berg-, Hütten- und Salzwerke AG (Anmelder). Planetengetriebe, das zwischen einer Stroeumungsmaschine und einer elektrischen Maschine in einem Gehaeuse angeordnet ist, DE000003311310C1

- [HeB17a] HESS, Marcel: Auswirkungen von Laufflächenbombierungen auf den Schmierfilmaufbau in Druckkammlagern. In: *15. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik : 5. und 6. Oktober in Duisburg : Interdisziplinäre Produktentwicklung*. Essen : Universität Duisburg-Essen, Universitätsbibliothek, 2017. – ISBN 978–3–940402–15–8, S. 59–68
- [HeB17b] HESS, Marcel: *Ergebnis experimenteller Untersuchungen für Druckkammager im Mischreibungsgebiet*. <http://dx.doi.org/10.21268/20170718-120141>. Version: Juli 2017
- [HeB17c] HESS, Marcel: *An Laufflächen von Prüflingen zur Bestimmung des Übergangsverhaltens von Druckkammlagern aus der Mischreibung in die Vollschrrierung aufgenommene Rauheitsschriebe*. <http://dx.doi.org/10.21268/20170623-152310>. Version: Juli 2017
- [HL17] HESS, Marcel ; LOHRENGEL, Armin: Thrust cone bearings provide increased efficiency for helical gear units at moderate speed levels: Indications for possible energy saving potential in an expanded field of application. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 81 (2017), Sep, Nr. 2, 135-143. <http://dx.doi.org/10.1007/s10010-017-0229-x>. – ISSN 1434–0860
- [HS98] HARRIS, John W. ; STOCKER, Horst: *Handbook of mathematics and computational science*. New York : Springer, 1998. – ISBN 0–387–94746–9
- [JK99] Schutzrecht 19805756 (1999). JOACHIM, Franz-Josef ; KURZ, Norbert (Erfinder); ZF Friedrichshafen AG (Anmelder). Vorrichtung zum Erproben eines Druckkamms, DE000019805756C1
- [JKS98] JOACHIM, Franz-Josef ; KURZ, Norbert ; SOMSCHOR, Bernd: Druckkammtechnik in Fahrzeuggetrieben. In: *Gleit- und Wälzlagerungen : Gestaltung, Berechnung, Einsatz; Tagung Veitshöchheim, 3. und 4. März 1998*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1998 (VDI-Berichte; 1380). – ISBN 3180913800, S. 279–312

- [Joh85] JOHNSON, Kenneth L.: *Contact mechanics*. Cambridge Cambridgeshire : Cambridge University Press, 1985 <http://dx.doi.org/10.1017/CB09781139171731>. – ISBN 9781615832187
- [KM01] KEHL, G. ; MARTIN, F.: Schmierfilmtragfähigkeit in Druckkammgetrieben. In: *Tribologie und Schmierungstechnik* 48 (2001), Nr. 1, S. 12–15
- [Krä14] KRÄMER, Edwin: Dampfturbinen. In: GROTE, Karl-Heinrich (Hrsg.) ; FELDHOUSEN, Jörg (Hrsg.) ; DUBBEL, Heinrich (Hrsg.): *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*. Berlin : Springer Vieweg, 2014. – ISBN 978-3-642-38890-3, S. R55–R66
- [Kün01] KÜNNE, Bernd: *Einführung in die Maschinenelemente: Gestaltung - Berechnung - Konstruktion*. 2., überarbeitete Auflage. Wiesbaden : Vieweg+Teubner, 2001 <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-663-05920-2>. – ISBN 978-3-663-05920-2
- [Lan82a] Schutzrecht 3022020 (1982). LANGER, Horst (Erfinder); VOITH GETRIEBE KG (Anmelder). Axiale Kraftübertragungs-Einrichtung für ein Stirnradgetriebe, DE000003022020C2
- [Lan82b] LANGER, Horst: Hydrodynamische Axialkraftübertragung bei Wellen schnelllaufender Getriebe: Transmission of Axial Forces between Shafts in High Speed Gearboxes by Hydrodynamic Effects. In: *Konstruktion im Maschinen-, Apparate- und Gerätebau* 34 (1982), Nr. 12, S. 473–478
- [Lei10] LEIMANN, Dirk-Olaf: Hansen 13.2/16.8 MW single stage technology gearbox for next generation high speed gear box design for wind turbine application: Low tonality gear design and new bearing arrangement solution. In: *International Conference on Gears* Bd. 2. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2010 (VDI-Berichte). – ISBN 978-3-18-092108-2, S. 1053–1062

- [LH14] LOHRENGEL, Armin ; HESS, Marcel: Druckkammlagerungen zum Einsatz in effizienten schrägverzahnten Getrieben. In: *Technical report series // Faculty of Mathematics/Computer Science and Mechanical Engineering, Clausthal University of technology* 01 (2014). http://www.fakultaeten.tu-clausthal.de/fileadmin/fakultaet3/Technical_Reports/TR_FAC3-1401.pdf
- [LH17] LOHRENGEL, Armin ; HESS, Marcel: Einsatz von Druckkammern zur Effizienzsteigerung von schrägverzahnten Getrieben. In: *Reibung, Schmierung und Verschleiß: Forschung und praktische Anwendungen ; 58. Tribologie-Fachtagung, 25. - 27. September 2017 in Göttingen: Sonderband: Abschlusskolloquium „Ressourceneffiziente Konstruktionselemente“ SPP 1551 der DFG*. Aachen : GfT Gesellschaft für Tribologie e.V., 2017. – ISBN 978–3–9817451–2–2, S. 83–93
- [LSH15] LOHRENGEL, Armin ; SCHÄFER, Günter ; HESS, Marcel: Druckkammlagerungen: Gesteigerte Effizienz für schrägverzahnte Getriebe. In: *11. VDI-Fachtagung Gleit- und Wälzlagerungen 2015 : Gestaltung - Berechnung - Einsatz; mit Fachausstellung; Schweinfurt, 06. und 07. Mai 2015*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2015 (VDI-Berichte; 2257). – ISBN 978–3–18–092257–7, S. 221–233
- [Mär09] MÄRTIN, Clemens: *Entwurf eines Druckkamm-Prüfstandes zur Verschleißuntersuchung*. Clausthal-Zellerfeld, Technische Universität, Fachbereich Maschinenbau, Studienarbeit - unveröffentlichtes Manuskript, 2009
- [Rod78] RODERMUND, H.: Berechnung der Temperaturabhängigkeit von Mineralölen aus dem Viskositätsgrad. In: *Schmieretechnik + Tribologie* 25 (1978), Nr. 2, S. 56–57
- [Roe66] ROELANDS, Cornelius J. A.: *Correlational aspects of the viscosity-temperature-pressure relationship of lubricating oils*. Delft, TU Delft, Dissertation, 1966

- [Ros55] ROST, Ulrich: Das Viskosität-Temperatur-Verhalten von Schmierölen: Das mittlere Viskosität-Temperatur-Verhalten der Öle. In: *Erdöl und Kohle* 8 (1955), Nr. 9, S. 650–651
- [Sau14] SAUTHOFF, Robert: *Konzeption und Konstruktion eines Versuchsgetriebes zur Demonstration möglicher Effizienzsteigerung in wälzgelagerten Getriebestufen mittels Druckkammtechnik*. Clausthal-Zellerfeld, Technische Universität, Fachbereich Maschinenbau, Bachelorarbeit - unveröffentlichtes Manuskript, 2014
- [Sch13] SCHAEFFLER TECHNOLOGIES AG & CO. KG (Hrsg.): *Technisches Taschenbuch*. Neuaufl. Herzogenaurach : Schaeffler Technologies, 2013
- [SCWM15] SAN ANDRÉS, Luis ; CABLE, Travis A. ; WYGANT, Karl ; MORTON, Andron: On the Predicted Performance of Oil Lubricated Thrust Collars in Integrally Geared Compressors. In: *Journal of engineering for gas turbines and power* 137 (2015), Nr. 5, (52502-1)-(52502-9). <http://dx.doi.org/10.1115/1.4028663>
- [Sim84] SIMON, Vilmos: Thermal Elastohydrodynamic Lubrication of Rider Rings. In: *Journal of Tribology* 106 (1984), Nr. 4, 492. <http://dx.doi.org/10.1115/1.3260970>. – ISSN 07424787
- [SKF08] AKTIEBOLAGET SKF: *Hauptkatalog: Das Wälzlager-Handbuch für Studenten*. Göteborg : SKF Group, 2008. – Druckschrift / SKF 6000/I DE
- [Str14] STRICKER, Harald: Turboverdichter. In: GROTE, Karl-Heinrich (Hrsg.) ; FELDHOUS, Jörg (Hrsg.) ; DUBBEL, Heinrich (Hrsg.): *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*. Berlin : Springer Vieweg, 2014. – ISBN 978-3-642-38890-3, S. R67 – R79
- [Tho06] THODEN, Daniel: Elasto-hydrodynamische Schmierung von Druckkämmen. In: *Mitteilungen aus dem Institut für Maschi-*

- nenwesen der Technischen Universität Clausthal* (2006), Nr. 31, 23 - 26. http://www.gbv.de/dms/clausthal/H_BIB/IMW/mitteilungen/imw-31-06.pdf
- [Tho09] THODEN, Daniel: Neuer Prüfstand für Verschleißuntersuchungen an Druckkämmen. In: *Mitteilungen aus dem Institut für Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal* (2009), Nr. 34, 115-118. http://www.gbv.de/dms/clausthal/H_BIB/IMW/mitteilungen/34-2009/imw-34-15.pdf
- [Tho11] THODEN, Daniel: Genaue Schmierfilmberechnung als Hilfsmittel zur Druckkammauslegung. In: *Mitteilungen aus dem Institut für Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal* (2011), Nr. 36, 63-68. http://www.gbv.de/dms/clausthal/H_BIB/IMW/mitteilungen/36-2011/imw-36-08.pdf
- [TLD09] THODEN, Daniel ; LOHRENGEL, Armin ; DIETZ, Peter: Aktuelle Entwicklungen in der Druckkammauslegung. In: *DMK 2009: 4. Dresdner Maschinenelemente Kolloquium 2009 / Technische Universität Dresden* (2009), S. 247–262. ISBN 9783941298439
- [TO85] THEISSEN, J. ; OSTENDARP, H.: Moderne Hilfsmittel für die Konstruktion und Entwicklung von Turbogetrieben. In: *Konstruktion im Maschinen-, Apparate- und Gerätebau* 37 (1985), Nr. 5, S. 193–200
- [VL00] VENNER, Cornelis H. ; LUBRECHT, A. A.: *Tribology series*. Bd. 37: *Multilevel methods in lubrication*. 1. Amsterdam : Elsevier Verlag, 2000 <http://www.sciencedirect.com/science/book/9780444505033>. – ISBN 9780444505033
- [Wie05] WIERSCH, Petra: *Fortschrittsberichte des Instituts für Tribologie und Energiewandlungsmaschinen*. Bd. 3: *Berechnung thermo-elastohydrodynamischer Kontakte bei Mischreibung*. Aachen : Shaker, 2005. – ISBN 3–8322–4193–0

A. Ergebnisse der Schmierfilmberechnung

In diesem Anhang finden sich mit der Schmierfilmsimulation aus Kapitel 2 berechnete Spaltweiten, auf denen die im entsprechenden Kapitel gezeigten Abbildungen beruhen.

A.1. Spaltweitenkennfelder

A.1.1. Referenz

Das in Abb. 28 gezeigte Kennfeld basiert auf folgenden Berechnungsergebnissen:

Tab. 5.: Fortsetzung: Spaltweitenkennfeld

Axiallast		Drehzahl des Druckkamms									
in kN		in U/min									
		200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
7.5		2.243	3.605	4.651	5.515	6.267	6.939	7.551	8.115	8.644	9.140
8.0		2.212	3.549	4.582	5.440	6.184	6.849	7.455	8.015	8.535	9.024
8.5		2.173	3.499	4.524	5.375	6.113	6.770	7.369	7.922	8.439	8.922
9.0		2.141	3.454	4.472	5.317	6.046	6.701	7.294	7.844	8.353	8.833
9.5		2.109	3.413	4.425	5.264	5.989	6.637	7.224	7.768	8.273	8.747
10.0		2.081	3.390	4.379	5.212	5.936	6.578	7.163	7.700	8.202	8.672

A.1.2. Variabler Kegelwinkel

Die in Abschnitt 2.10.1 zur Erstellung der Karte der größten minimalen Spaltweite für unterschiedliche Neigungswinkel verwendeten Kennfelder basieren auf den in Tab. 5 bis Tab. 9 angegebenen Berechnungsergebnissen. Abb. 70 zeigt diese in der aus Abb. 28 bekannten Perspektive.

Tab. 6.: Fortsetzung: Spaltweitenkennfeld (0,10 °)

Axiallast		Drehzahl des Druckkamms										
in kN		in U/min										
		200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	
7.5		2.610	3.717	4.536	5.199	5.770	6.274	6.729	7.146	7.531	7.891	
8.0		2.539	3.623	4.428	5.082	5.644	6.141	6.586	6.996	7.376	7.731	
8.5		2.471	3.548	4.327	4.972	5.524	6.014	6.452	6.856	7.231	7.580	
9.0		2.401	-	4.245	4.869	5.413	5.895	6.330	6.725	7.094	7.439	
9.5		2.346	3.385	4.153	4.776	5.307	5.784	6.214	6.606	6.969	7.307	
10.0		2.287	3.304	4.069	4.690	5.225	5.679	6.102	6.492	6.851	7.186	

Tab. 7.: Fortsetzung: Spaltweitenkennfeld (0,25 °)

Axiallast		Drehzahl des Druckkamms									
in kN		in U/min									
		200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
7.5		2.562	3.826	4.768	5.543	6.213	6.807	7.343	7.835	8.295	8.725
8.0		2.492	3.742	4.667	5.432	6.091	6.674	7.201	7.689	8.141	8.566
8.5		2.443	3.661	4.577	5.328	5.978	6.554	7.074	7.554	8.002	8.419
9.0		2.381	3.590	4.489	5.231	5.873	6.444	6.961	7.431	7.871	8.283
9.5		2.334	3.521	4.407	5.142	5.774	6.339	6.852	7.315	7.750	8.156
10.0		2.280	3.462	4.338	5.057	5.684	6.241	6.746	7.208	7.638	8.041

Tab. 8.: Fortsetzung: Spaltweitenkennfeld (0,50 °)

Axiallast		Drehzahl des Druckkamms										
in kN		in U/min										
		200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	
7.5		2.393	3.723	4.739	5.572	6.297	6.948	7.534	8.077	8.582	9.057	
8.0		2.328	3.655	4.653	5.481	6.197	6.837	7.417	7.952	8.450	8.918	
8.5		2.282	3.591	4.580	5.397	6.107	6.738	7.310	7.840	8.330	8.793	
9.0		2.249	3.530	4.510	5.319	6.023	6.647	7.214	7.737	8.223	8.679	
9.5		2.226	3.481	4.448	5.247	5.943	6.562	7.124	7.642	8.124	8.577	
10.0		2.159	3.424	4.390	5.182	5.870	6.485	7.043	7.553	8.030	8.479	

Tab. 9.: Fortsetzung: Spaltweitenkennfeld (1,00 °)

Axiallast		Drehzahl des Druckkamms									
in kN		in U/min									
		200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
7.5		2.123	3.497	4.555	5.443	6.209	6.891	7.519	8.095	8.636	9.144
8.0		2.109	3.457	4.508	5.382	6.142	6.828	7.446	8.020	8.555	9.053
8.5		2.081	3.421	4.464	5.335	6.090	6.768	7.384	7.951	8.474	8.979
9.0		2.056	3.388	4.428	5.293	6.042	6.713	7.322	7.890	8.414	8.912
9.5		2.033	3.363	4.393	5.257	6.002	6.666	7.273	7.840	8.359	8.843
10.0		2.011	3.331	4.373	5.222	5.962	6.629	7.229	7.785	8.308	8.792

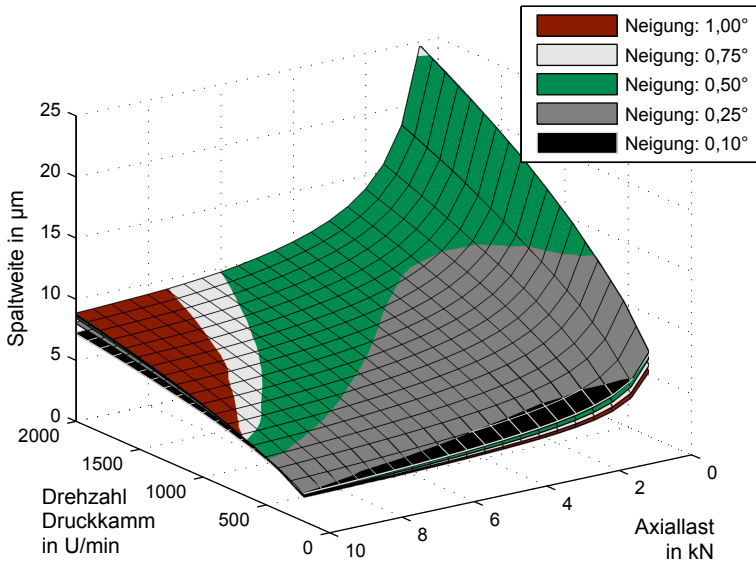


Abb. 70.: Spaltweitenkennfelder für unterschiedliche Neigungswinkel: Zur Darstellung des Einflusses der Laufflächenneigung auf die minimale Spaltweite im Kontakt.

A.2. Variationsrechnungen

A.2.1. Schlupfeinfluss

Die den Abbildungen aus Abschnitt 2.10.2 zugrunde liegenden Simulationsergebnisse sind im Folgenden tabellarisch zusammengefasst. Die Tabellen enthalten neben den für die Diagramme erforderlichen Stützpunkte weitere Daten, die bei der Interpretation der beobachteten Einflüsse helfen sollen. Hierfür sind die Ergebnisse in erweiterten Diagrammen etwas ausführlicher dargestellt als in Abschnitt 2.10.2.

Die Berechnungsergebnisse für die Veränderung des Schlupfes bei konstanter Laufbahngeometrie finden sich in Tab. 10. Teile hiervon sind auch in Abb. 71 dargestellt.

Tab. 10.: Simulationsergebnis Schlupfeinfluss (variable Getriebeübersetzung):
 Berechnete Spaltweiten für ein Druckkammlager mit ebenen Laufflä-
 chen (Neigungswinkel: 0,75 °) und 15 mm Laufbahnbreite

Ergebnis	Einheit	Werte				
Schlupf	in %	0.0	10.0	20.0	30.0	40.0
Getriebeübersetzung	-	1.000	0.818	0.667	0.538	0.429
Übersetzung Laufbahnmitte	-	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
Krümmungsradius $r_{red,x}$	m	3.915	3.915	3.915	3.915	3.915
<i>Betriebspunkt A: (Druckkammdrehzahl: 1800.0 U/min; Axiallast: 3.0 kN)</i>						
minimale Spaltweite	μm	11.634	11.051	10.542	10.092	9.687
relative Änderung	%	5.272	0.000	-4.610	-8.683	-12.344
Summengeschwindigkeit	m/s	38.642	35.129	32.201	29.724	27.601
Differenzgeschwindigkeit	m/s	-0.000	3.513	6.440	8.917	11.040
<i>Betriebspunkt B: (Druckkammdrehzahl: 1200.0 U/min; Axiallast: 6.0 kN)</i>						
minimale Spaltweite	μm	7.672	7.280	6.936	6.632	6.361
relative Änderung	%	5.383	0.000	-4.728	-8.904	-12.624
Summengeschwindigkeit	m/s	25.761	23.419	21.468	19.816	18.401
Differenzgeschwindigkeit	m/s	-0.000	2.342	4.294	5.945	7.360
<i>Betriebspunkt C: (Druckkammdrehzahl: 600.0 U/min; Axiallast: 9.0 kN)</i>						
minimale Spaltweite	μm	4.741	4.472	4.235	4.026	3.848
relative Änderung	%	6.017	0.000	-5.289	-9.977	-13.946
Summengeschwindigkeit	m/s	12.881	11.710	10.734	9.908	9.200
Differenzgeschwindigkeit	m/s	-0.000	1.171	2.147	2.972	3.680

Der Einfluss einer Schlupfvariation durch Veränderung des Verhältnisses der Laufbahnmittenradien wird in Abb. 31 für ein imaginäres Getriebe vorge-
 nommen, indem die Referenzkonfiguration des Druckkammlagers ($i_{DK} = 1$)
 einen Schlupf von 10 % erreichen würde. Gemäß Gl. (2.93) hätte das Getriebe
 eine Übersetzung von $i_{Get} \approx 0,818$. Die hierfür erhaltenen Simulationsergeb-
 nisse finden sich in Tab. 11 und sind sowohl in Abb. 31 auf Seite 79 als auch in
 Abb. 72 dargestellt.

Tab. 11.: Simulationsergebnis Schlupfeinfluss (Getriebeübersetzung: 0,818):
Berechnete Spaltweiten für ein Druckkamm lager mit ebenen Lauflä-
chen (Neigungswinkel: 0,75 °) und 15 mm Laufbahnbreite

Ergebnis	Einheit	Werte				
Schlupf	in %	0.0	10.0	20.0	30.0	40.0
Getriebeübersetzung	-	0.818	0.818	0.818	0.818	0.818
Übersetzung Laufbahnmitte	-	1.222	1.000	0.815	0.658	0.524
Krümmungsradius $r_{\text{red},x}$	m	3.876	3.915	3.875	3.749	3.533
<i>Betriebspunkt A: (Druckkammdrehzahl: 1800.0 U/min; Axiallast: 3.0 kN)</i>						
minimale Spaltweite	μm	10.966	11.051	11.093	11.110	11.065
relative Änderung	%	-0.770	0.000	0.380	0.531	0.127
Summengeschwindigkeit	m/s	34.777	35.129	35.488	35.855	36.230
Differenzgeschwindigkeit	m/s	-0.000	3.513	7.103	10.772	14.523
<i>Betriebspunkt B: (Druckkammdrehzahl: 1200.0 U/min; Axiallast: 6.0 kN)</i>						
minimale Spaltweite	μm	7.231	7.280	7.313	7.334	7.324
relative Änderung	%	-0.678	0.000	0.454	0.735	0.595
Summengeschwindigkeit	m/s	23.185	23.419	23.658	23.903	24.153
Differenzgeschwindigkeit	m/s	-0.000	2.342	4.735	7.181	9.682
<i>Betriebspunkt C: (Druckkammdrehzahl: 600.0 U/min; Axiallast: 9.0 kN)</i>						
minimale Spaltweite	μm	4.440	4.472	4.496	4.514	4.509
relative Änderung	%	-0.718	0.000	0.540	0.950	0.828
Summengeschwindigkeit	m/s	11.592	11.710	11.829	11.952	12.077
Differenzgeschwindigkeit	m/s	-0.000	1.171	2.368	3.591	4.841

Ergänzend wurde eine Variationsrechnung für ein Getriebe durchgeführt, in welchem die Referenzkonfiguration des Druckkamm lagers ($i_{\text{DK}} = 1$) einen Schlupf von 20 % erreichen würde. Für dieses Getriebe ergäbe sich eine Übersetzung von $i_{\text{Get}} \approx 0,667$. Die hierfür erhaltenen Simulationsergebnisse finden sich in Tab. 12. Ihre Darstellung in Abb. 73 steht in prinzipieller Übereinstimmung mit den in Abschnitt 2.10.2 beschriebenen Beobachtungen, auch wenn das in Abb. 31 erkennbare Absinken der Spaltweiten zu höheren Schlupfwer-
ten verschoben erscheint. Diese Verschiebung erscheint plausibel, wenn die

Lage des Maximums der Krümmungsradien aus Abb. 72 und Abb. 73 verglichen wird.

Tab. 12.: Simulationsergebnis Schlupfeinfluss (Getriebeübersetzung: 0,667):
Berechnete Spaltweiten für ein Druckkammlager mit ebenen Laufflächen (Neigungswinkel: 0,75 °) und 15 mm Laufbahnbreite

Ergebnis	Einheit	Werte				
Schlupf	in %	0.0	10.0	20.0	30.0	40.0
Getriebeübersetzung	-	0.667	0.667	0.667	0.667	0.667
Übersetzung Laufbahnmitte	-	1.500	1.227	1.000	0.808	0.643
Krümmungsradius $r_{red,x}$	m	3.759	3.875	3.915	3.871	3.730
<i>Betriebspunkt A: (Druckkammdrehzahl: 1800.0 U/min; Axiallast: 3.0 kN)</i>						
minimale Spaltweite	μm	10.265	10.411	10.542	10.637	10.666
relative Änderung	%	-2.628	-1.243	0.000	0.902	1.176
Summengeschwindigkeit	m/s	30.913	31.543	32.201	32.889	33.594
Differenzgeschwindigkeit	m/s	-0.000	3.150	6.440	9.881	13.403
<i>Betriebspunkt B: (Druckkammdrehzahl: 1200.0 U/min; Axiallast: 6.0 kN)</i>						
minimale Spaltweite	μm	6.755	6.851	6.936	7.005	7.018
relative Änderung	%	-2.606	-1.225	0.000	0.997	1.182
Summengeschwindigkeit	m/s	20.609	21.029	21.468	21.926	22.396
Differenzgeschwindigkeit	m/s	-0.000	2.100	4.294	6.587	8.935
<i>Betriebspunkt C: (Druckkammdrehzahl: 600.0 U/min; Axiallast: 9.0 kN)</i>						
minimale Spaltweite	μm	4.124	4.176	4.235	4.291	4.271
relative Änderung	%	-2.617	-1.405	0.000	1.306	0.837
Summengeschwindigkeit	m/s	10.304	10.514	10.734	10.963	11.198
Differenzgeschwindigkeit	m/s	-0.000	1.050	2.147	3.294	4.468

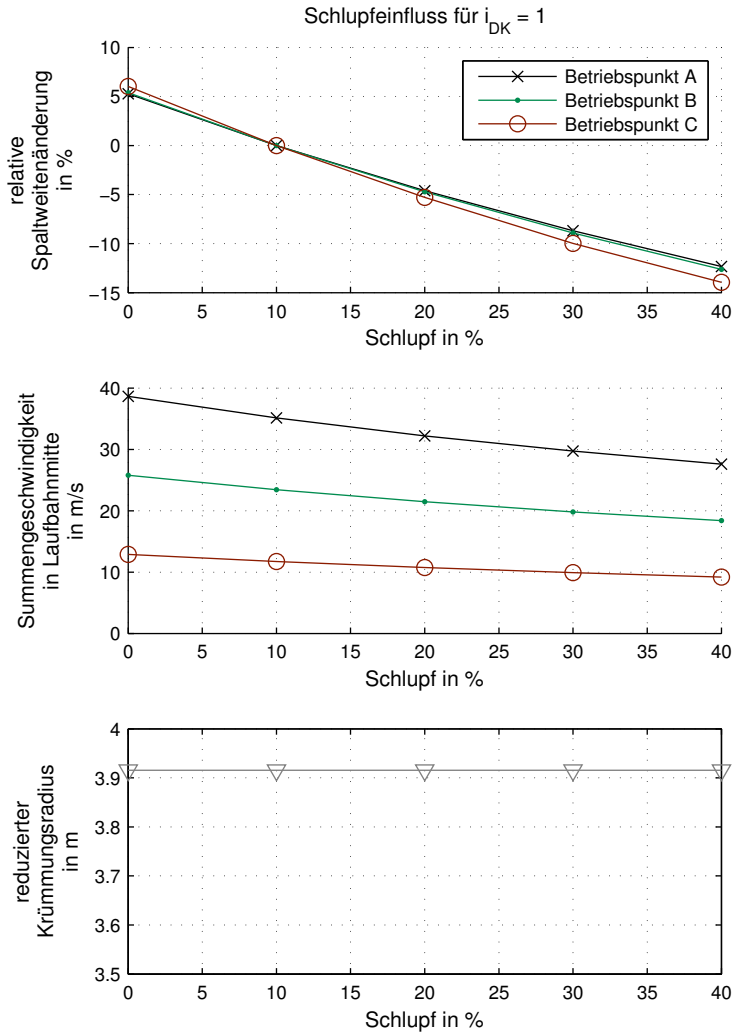


Abb. 71.: Detailliertere Darstellung des Schlupfeinflusses bei konstanter Lauf-
 flächeengeometrie: Ergänzende Darstellung zu Abb. 30 der Simulati-
 onsergebnisse aus Tab. 10.

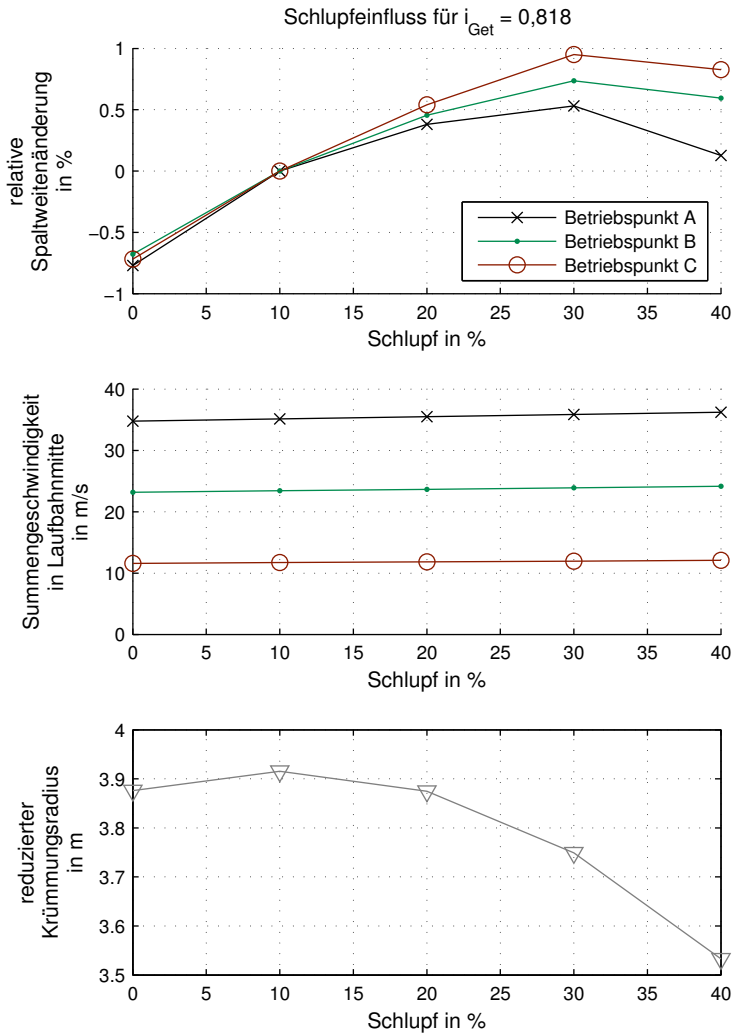


Abb. 72.: Detaillierte Darstellung des Schlupfeinflusses bei konstanter Getriebeübersetzung (0,818): Ergänzende Darstellung zu Abb. 31 der Simulationsergebnisse aus Tab. 11.

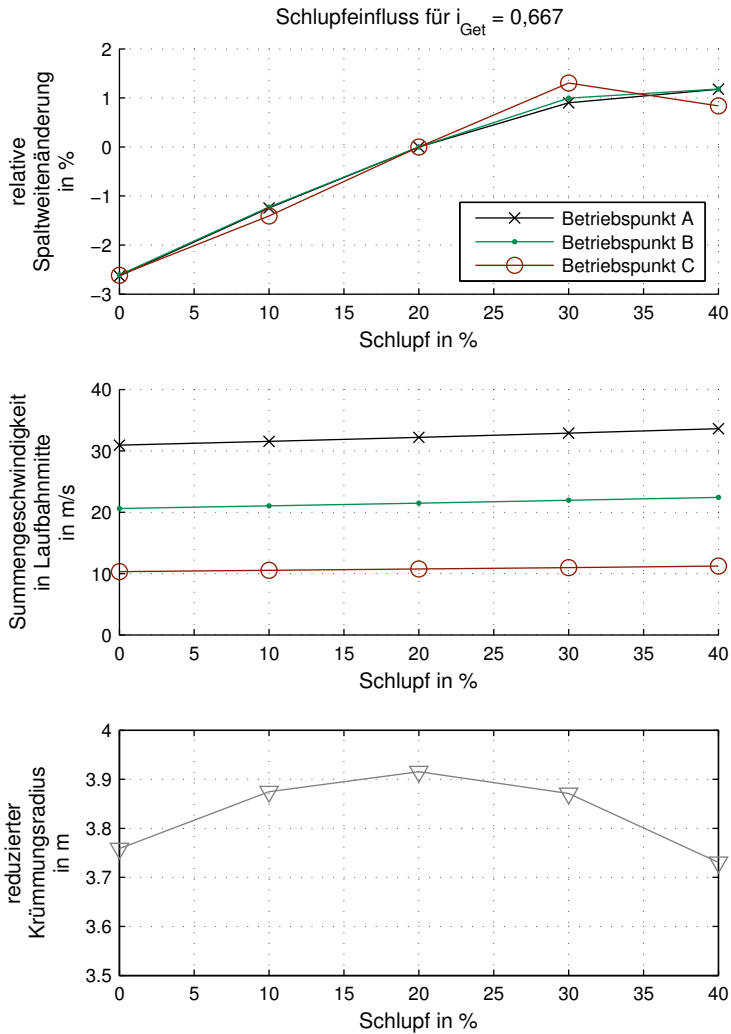


Abb. 73.: Detailliertere Darstellung des Schlupfeinflusses bei konstanter Getriebeübersetzung (0,667); Ergänzende Darstellung für ein Getriebe in dem das Referenzlager einen Schlupf von 20 % erreicht. Simulationsergebnisse aus Tab. 12.

A.2.2. Laufbahnbreite

Die den Abbildungen aus Abschnitt 2.10.3 zugrunde liegenden Simulationsergebnisse sind im Folgenden tabellarisch zusammengefasst. Die Tabellen enthalten neben den für die Diagramme erforderlichen Stützpunkte weitere Daten, die bei der Interpretation der beobachteten Einflüsse helfen sollen. Hierfür sind die Ergebnisse in erweiterten Diagrammen etwas ausführlicher dargestellt.

Die Simulationsergebnisse für die Breitenvariation bei konstantem Schlupfverhältnis in der Laufbahnmitte finden sich in Tab. 13 sowie Abb. 74.

Tab. 13.: Breiteneinfluss bei konstantem Schlupf in der Laufbahnmitte: Berechnete Spaltweiten für ein Druckkamm­lager mit ebenen Lau­flä­chen (Neigungswinkel: 0,75 °)

Ergebnis	Einheit	Werte			
Laufbahnbreite	in mm	10.0	15.0	20.0	25.0
Übersetzung Laufbahnmitte	-	1.000	1.000	1.000	1.000
Krümmungsradius $r_{red,x}$	m	3.915	3.915	3.915	3.915
<i>Schlupfverhältnis</i>					
- radseitiger Rand	in %	14.6	17.0	19.3	21.7
- Laufbahnmitte	in %	10.0	10.0	10.0	10.0
- ritzelseitiger Rand	in %	5.4	2.9	0.5	-2.0
<i>Betriebspunkt A: (Druckkammdrehzahl: 1800.0 U/min; Axiallast: 3.0 kN)</i>					
minimale Spaltweite	μm	7.359	11.051	14.852	18.764
relative Änderung	%	-33.412	0.000	34.394	69.789
<i>Betriebspunkt B: (Druckkammdrehzahl: 1200.0 U/min; Axiallast: 6.0 kN)</i>					
minimale Spaltweite	μm	5.141	7.280	9.214	11.065
relative Änderung	%	-29.382	0.000	26.559	51.985
<i>Betriebspunkt C: (Druckkammdrehzahl: 600.0 U/min; Axiallast: 9.0 kN)</i>					
minimale Spaltweite	μm	3.241	4.472	5.431	6.251
relative Änderung	%	-27.521	0.000	21.445	39.789

Die Ergebnisse für den Einfluss der Laufflächenbreite bei konstantem Innendurchmesser der Druckkammlauffläche sind in Tab. 14 und Abb. 74 dargestellt.

Tab. 14.: Breiteneinfluss bei konstantem Innenradius der Druckkammlauffläche: Berechnete Spaltweiten für ein Druckkammlager mit ebenen Laufflächen (Neigungswinkel: 0,75 °)

Ergebnis	Einheit	Werte			
Laufbahnbreite	in mm	10.0	15.0	20.0	25.0
Übersetzung Laufbahnmitte	-	1.050	1.000	0.952	0.907
Krümmungsradius $r_{\text{red},x}$	m	3.913	3.915	3.913	3.906
<i>Schlupfverhältnis</i>					
- radseitiger Rand	in %	12.1	17.0	21.7	26.5
- Laufbahnmitte	in %	7.5	10.0	12.4	14.9
- ritzelseitiger Rand	in %	2.8	2.9	2.9	3.1
<i>Betriebspunkt A: (Druckkammdrehzahl: 1800.0 U/min; Axiallast: 3.0 kN)</i>					
minimale Spaltweite	μm	7.269	11.051	14.930	18.794
relative Änderung	%	-34.225	0.000	35.098	70.063
<i>Betriebspunkt B: (Druckkammdrehzahl: 1200.0 U/min; Axiallast: 6.0 kN)</i>					
minimale Spaltweite	μm	5.024	7.280	9.225	11.073
relative Änderung	%	-30.999	0.000	26.717	52.095
<i>Betriebspunkt C: (Druckkammdrehzahl: 600.0 U/min; Axiallast: 9.0 kN)</i>					
minimale Spaltweite	μm	3.097	4.472	5.437	6.248
relative Änderung	%	-30.750	0.000	21.576	39.724

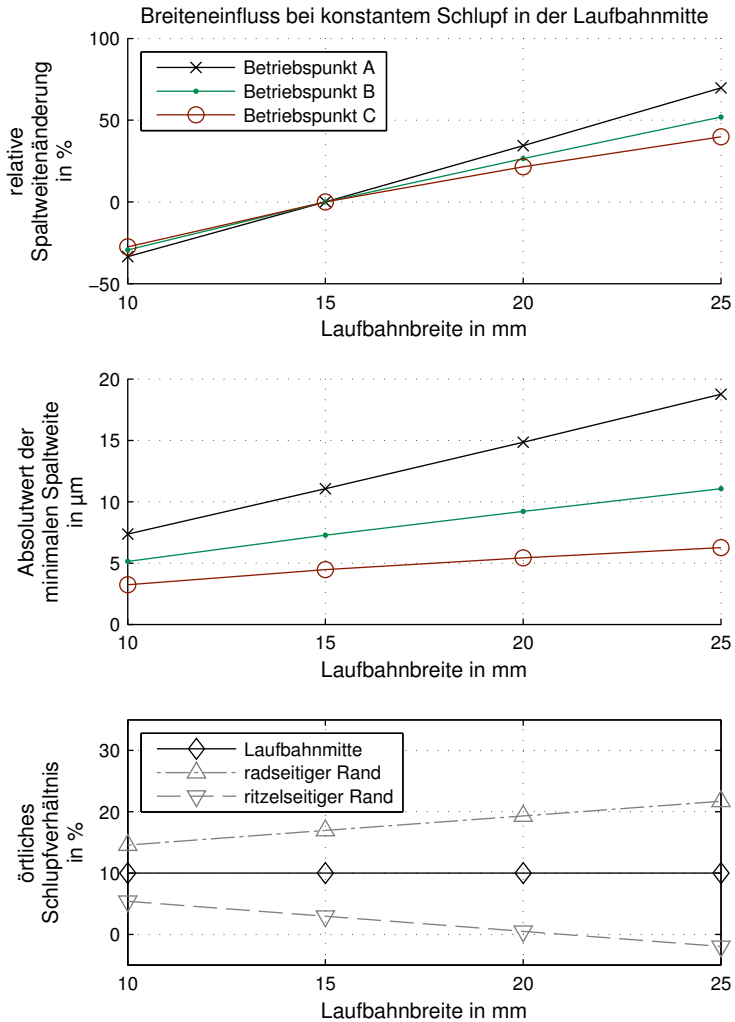


Abb. 74.: Detailliertere Darstellung des Breitereinflusses bei konstantem Schlupfverhältnis in der Laufbahnmitte: Ergänzende Darstellung zu Abb. 32 der Simulationsergebnisse aus Tab. 13.

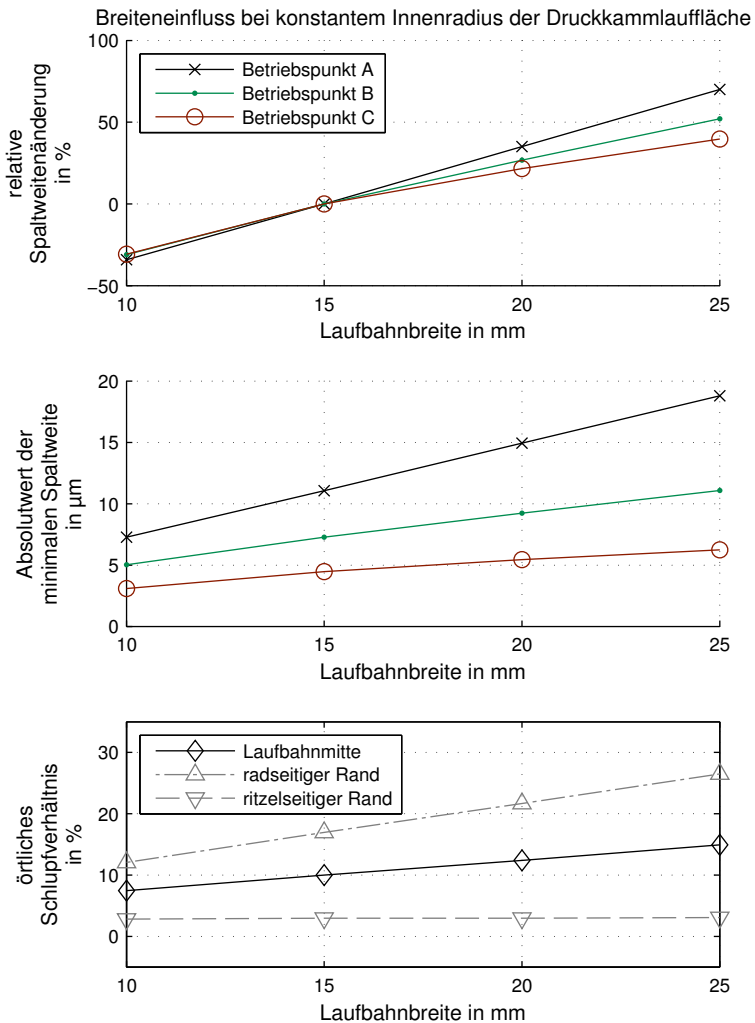


Abb. 75.: Detailliertere Darstellung des Breiteneinflusses bei konstantem Innendurchmesser der Druckkammlaufläche: Ergänzende Darstellung zu Abb. 33 der Simulationsergebnisse aus Tab. 14.

B. Zeichnungen

In diesem Anhang finden sich Zeichnungen der zur Bestimmung des Übergangsverhaltens verwendeten Prüflingsgeometrien sowie eine Übersichtsdarstellung des eingesetzten Zweischeibenprüfstandes aus Kapitel 3.

B.1. Zeichnungen der Prüflingsgeometrien

Die in Tab. 2 auf Seite 97 aufgeführten Prüflingsgeometrien lassen sich in drei Gruppen zusammenfassen:

- Prüflinge: F0, F1, F2 - ebene Laufflächen
- Prüflinge: A1, A2 - ebene Laufflächen mit verrundeten Außenkanten
- Prüflinge: K1, K2, K3, K4 - Laufflächen mit Bombierung

Im folgenden sind für jede Gruppe Zeichnungen (in nichtmaßstäblicher Verkleinerung) dargestellt. Die Werte der als Variablen eingetragenen Größen können den auf den Zeichnungsblättern aufgedruckten Tabellen entnommen werden.

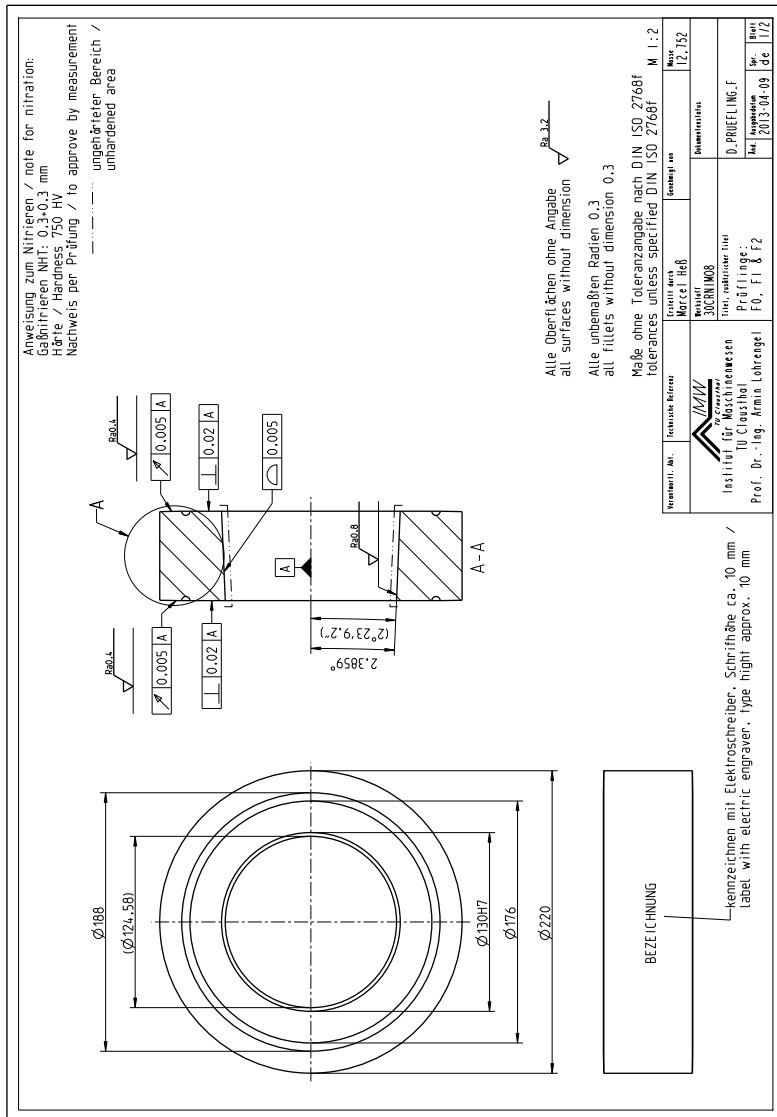


Abb. 76.: Zeichnung für Prüflinge des Typs F: Prüflingsgeometrie mit ebenen Laufflächen.

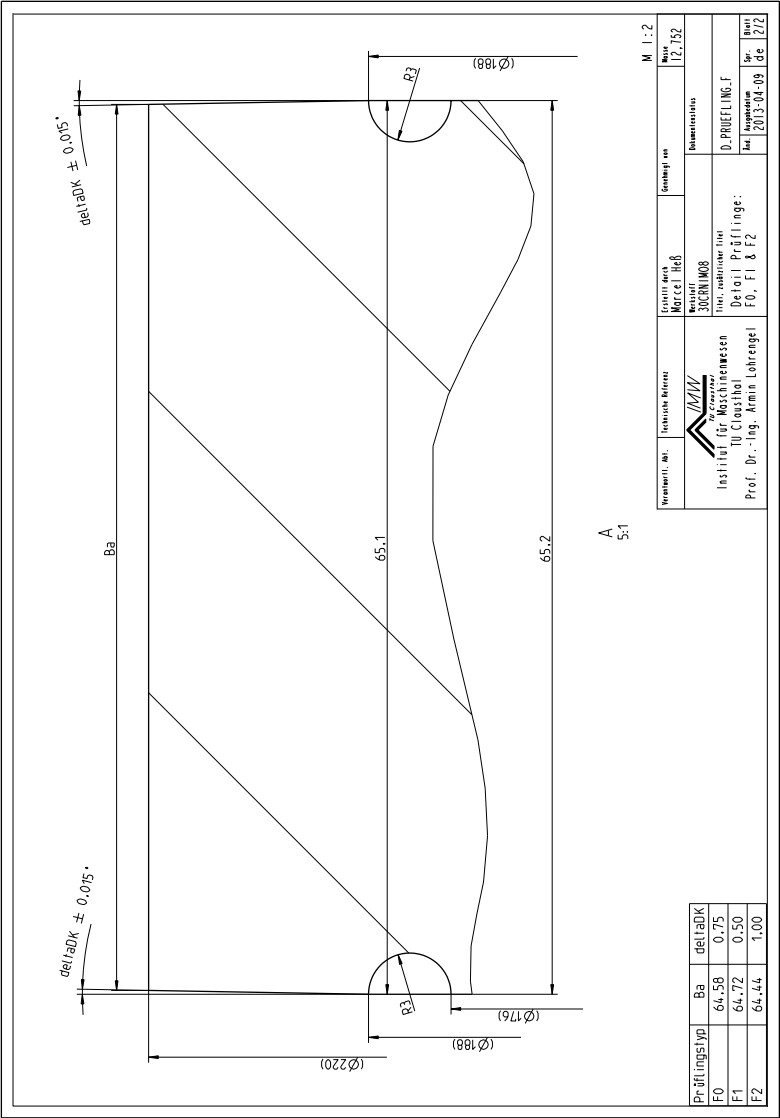


Abb. 77.: Detailzeichnung für Prüflinge des Typs F: Prüflingsgeometrie mit ebenen Laufflächen.

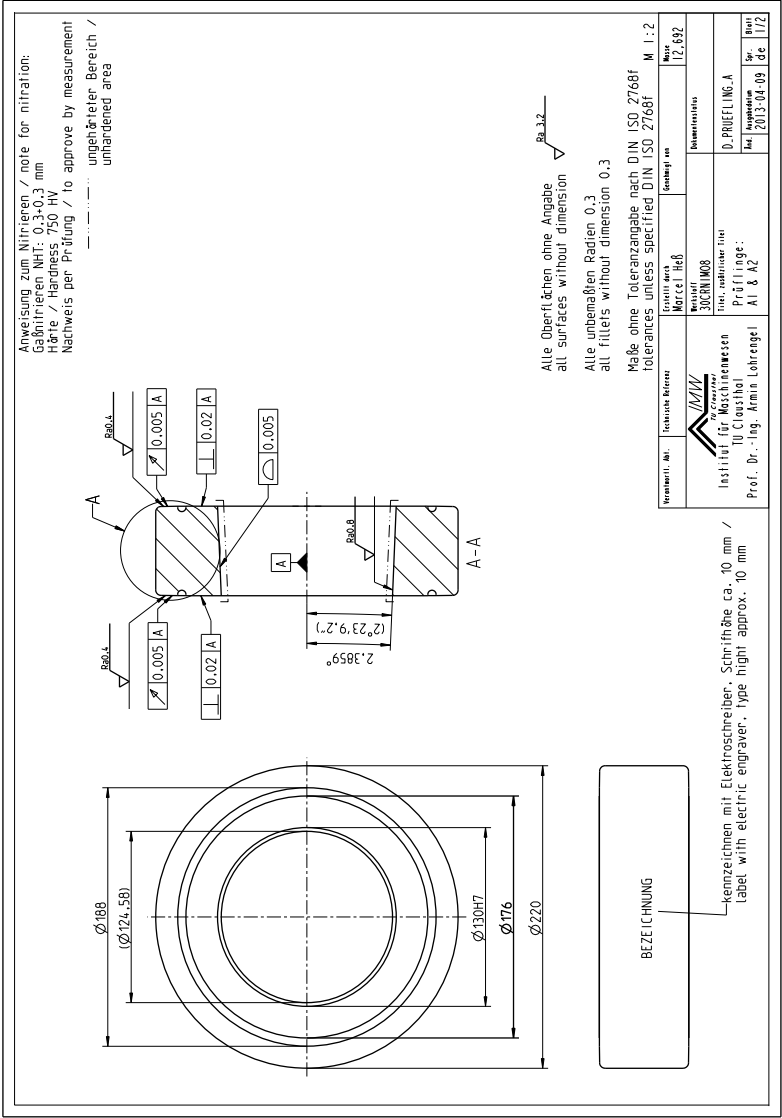


Abb. 78.: Zeichnung für Prüflinge des Typs A: Prüflingsgeometrie mit ebenen Laufflächen und verrundeten Außenkanten.

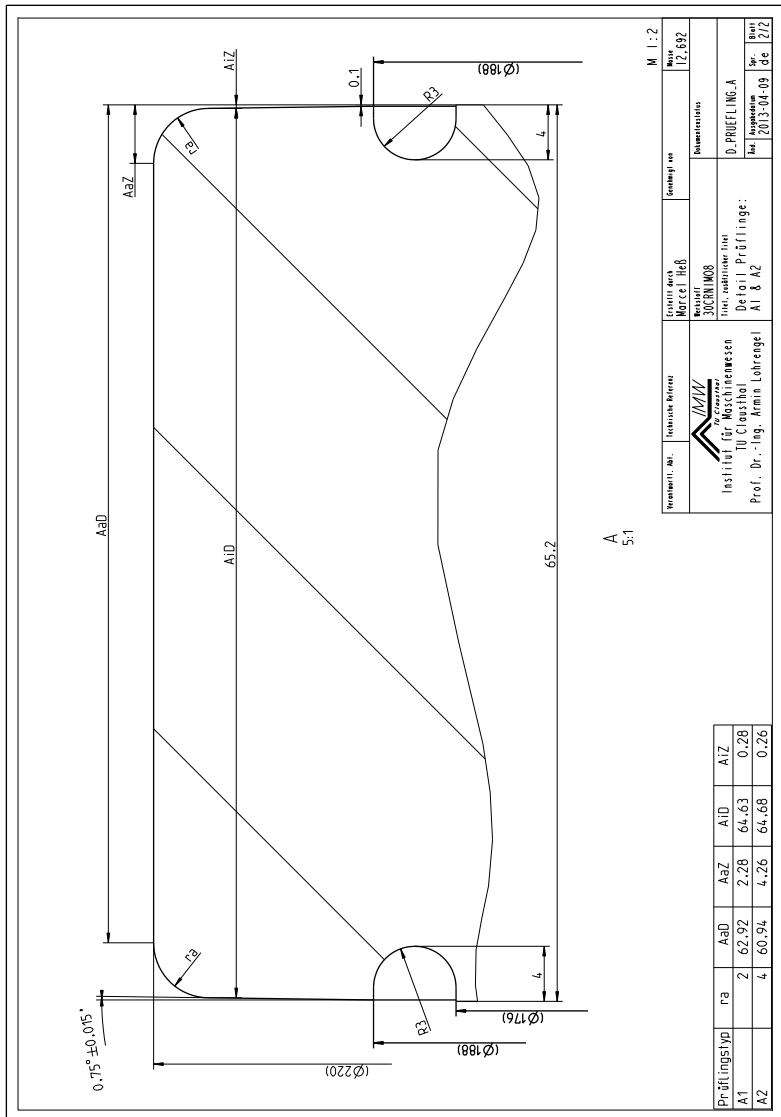
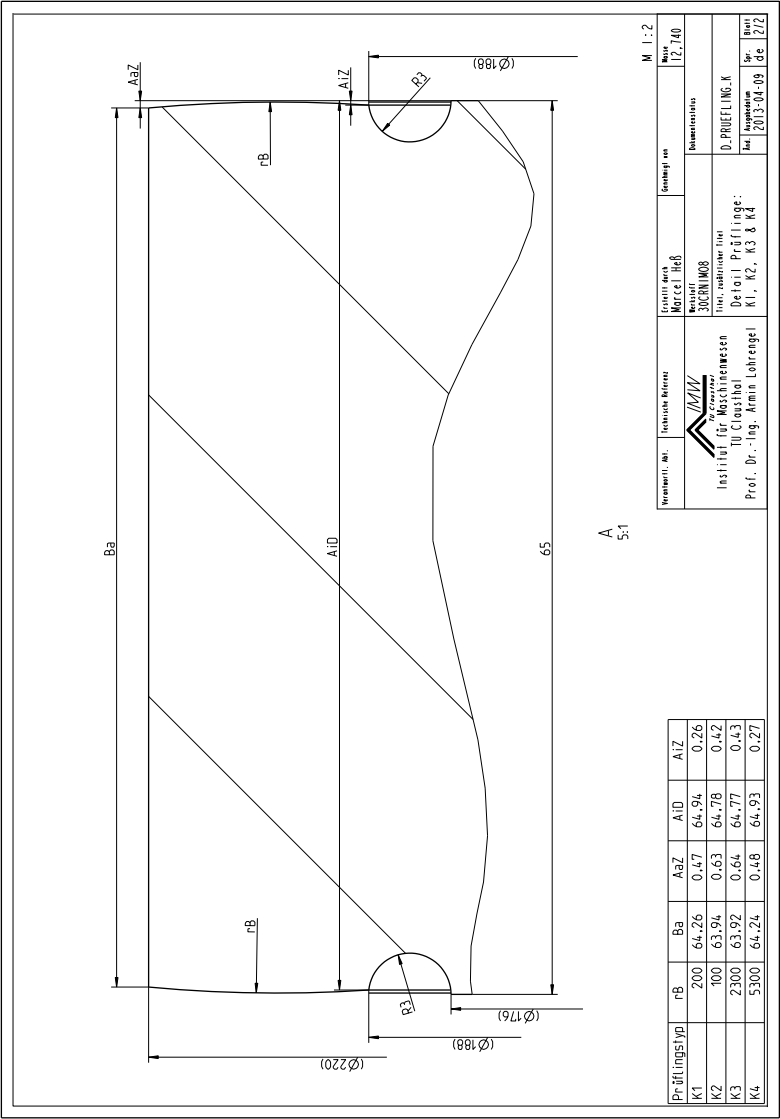


Abb. 79.: Detailzeichnung für Prüflinge des Typs A: Prüflingsgeometrie mit ebenen Laufflächen und verrundeten Außenkanten.



Gezeichnet von

Gezeichnet am

Gezeichnet am

2013-04-09

Abb. 81.: Detailzeichnung für Prüflinge des Typs K: Prüflingsgeometrie mit bombierten Laufflächen.

B.2. Prüfstandszeichnung

Der für die Versuche aus Kapitel 3 verwendete Prüfstand wurde in einer studentischen Arbeit entworfen. In dieser finden sich Einzelteil- und detaillierte Zusammenbauzeichnungen. Die in diesem Abschnitt dargestellten Zeichnungen sind verkleinert und dienen lediglich der Vermittlung eines groben Überblicks über das Prüfsystem. Für detaillierte Ansichten und Dimensionierungsdaten des Prüfstandes sei auf die Arbeit von [Mär09] verwiesen.

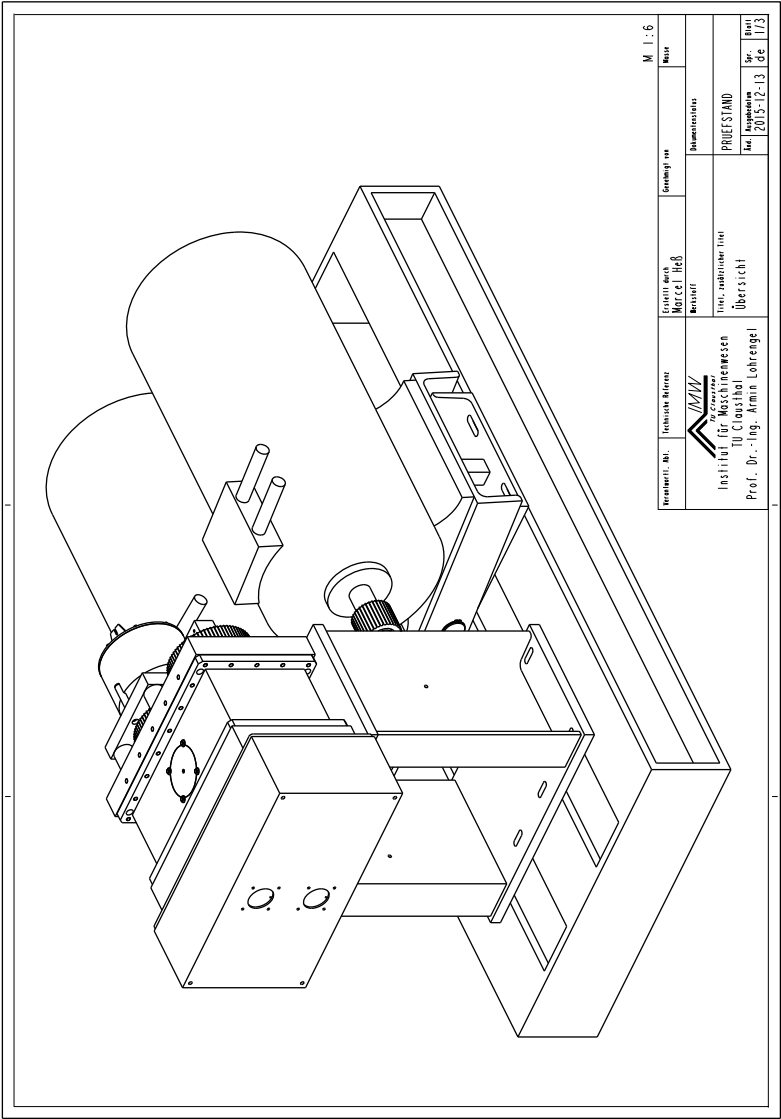


Abb. 82.: Übersichtsdarstellung des Druckkammprüfstandes.

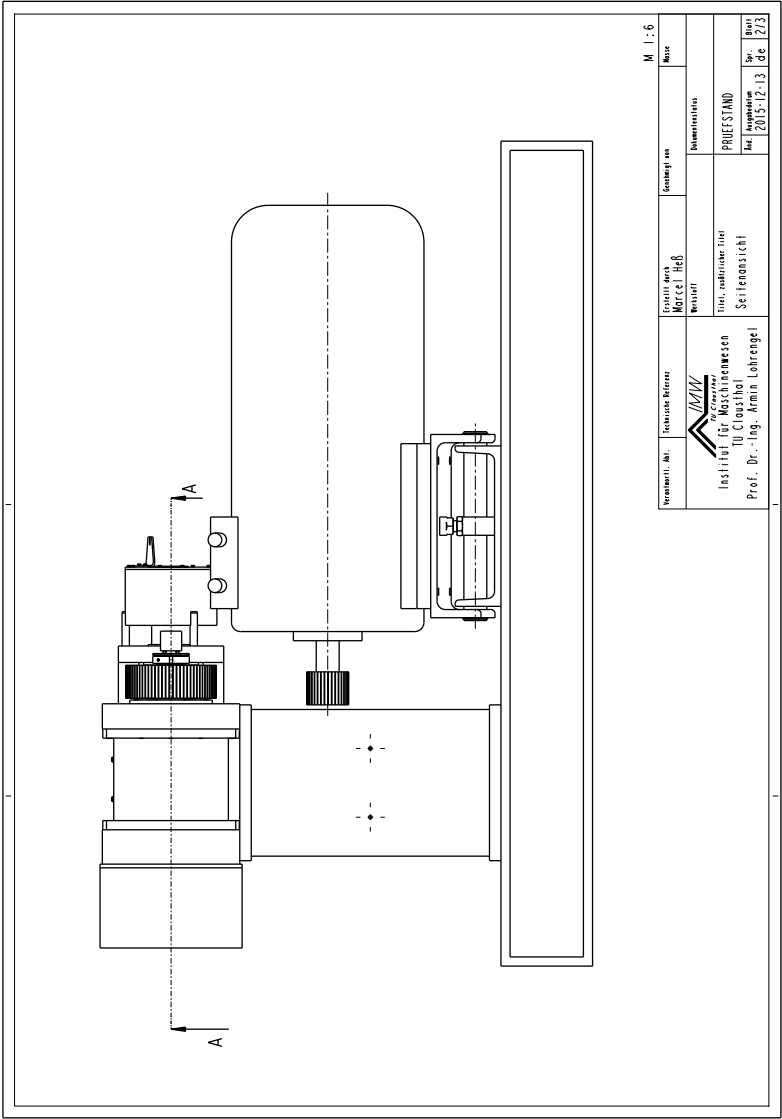


Abb. 83.: Seitenansicht des Druckkammprüfstandes: keine Abbildung der Zahnriemen.

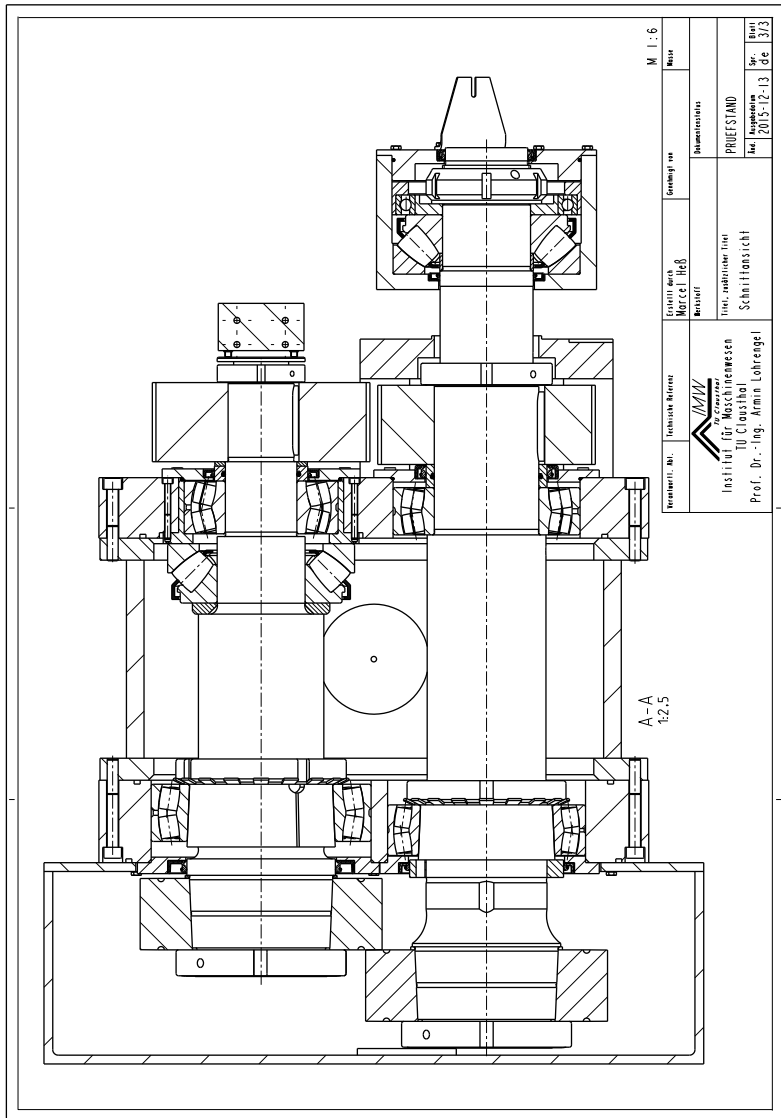


Abb. 84.: Schnittansicht des Druckkammprüfstandes.

C. Messdaten der experimentellen Untersuchungen zum Vollschrnierungsbeginn

In diesem Anhang finden sich die während der Versuche zum Vollschrnierungsbeginn aus Kapitel 3 gewonnenen Messdaten. Die Daten werden zunächst als Diagramme für den Übergang nach dem Kontaktspannungskriterium und den Übergang nach dem Reibungsminimum dargestellt und anschließend in tabellarischer Form zusammengefasst.

C.1. Diagramme: Kontaktspannungskennlinien

Zugunsten einer übersichtlicheren Darstellung werden die Daten in separaten Diagrammen für die einzelnen Versuchsblöcke gegliedert. Zusätzlich werden die Daten nach Läufen getrennt, um eine bessere Vergleichbarkeit trotz der beobachteten Einglättungseffekte zu erlangen.

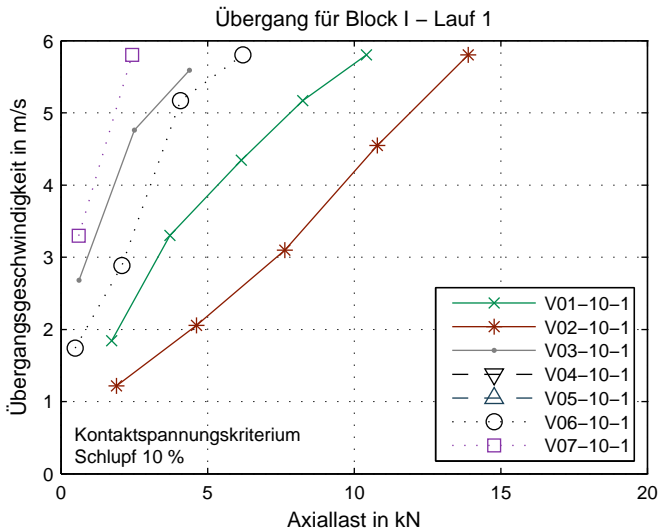


Abb. 85.: Kontaktspannungskennlinien Block I Lauf 1: Versuche: V01-10-1 bis: V07-10-1 gem. Versuchsplan Tab. 3

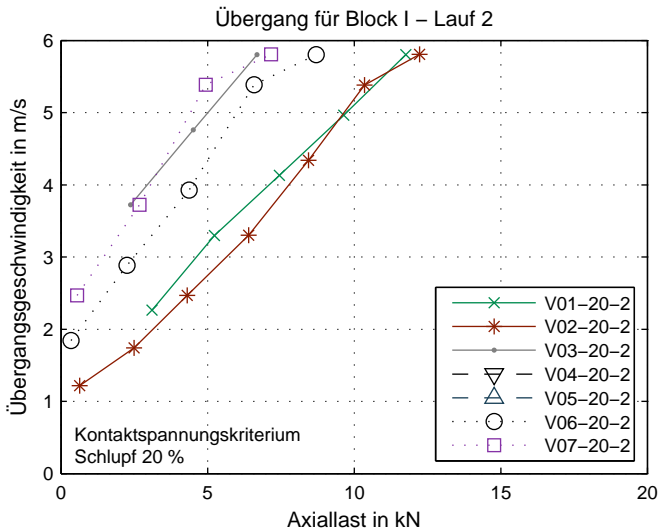


Abb. 86.: Kontaktspannungskennlinien Block I Lauf 2: Versuche: V01-20-2 bis: V07-20-2 gem. Versuchsplan Tab. 3

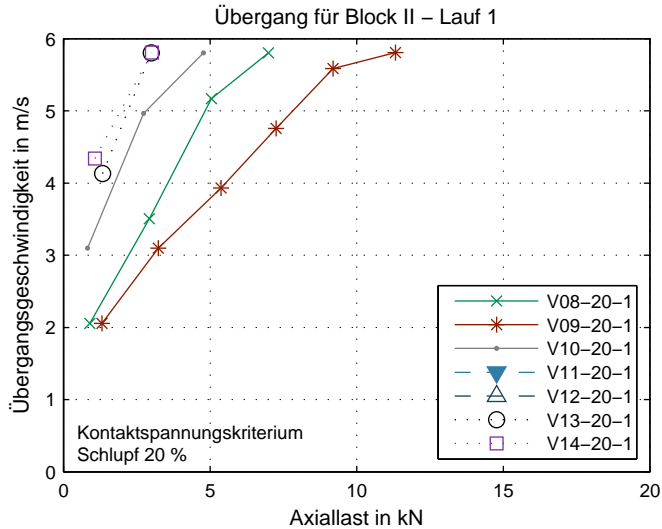


Abb. 87.: Kontaktspannungskennlinien Block II Lauf 1: Versuche: V08-10-1 bis: V14-10-1 gem. Versuchsplan Tab. 3

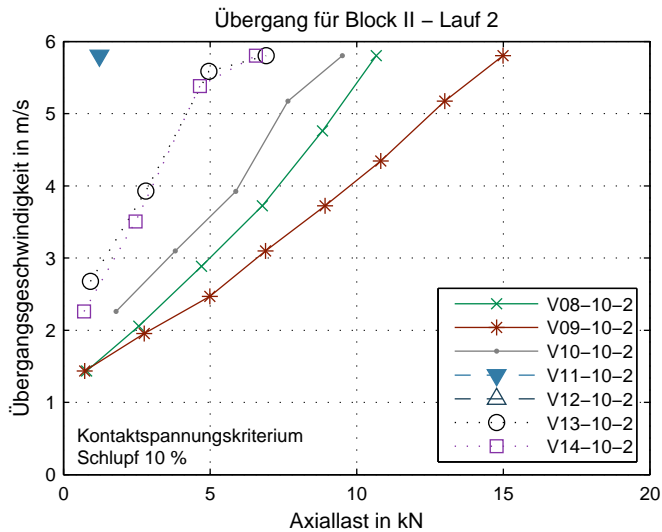


Abb. 88.: Kontaktspannungskennlinien Block II Lauf 2: Versuche: V08-20-2 bis: V14-20-2 gem. Versuchsplan Tab. 3

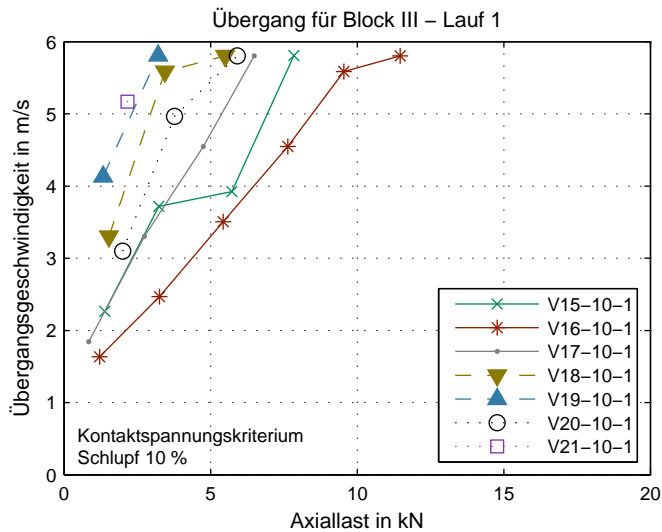


Abb. 89.: Kontaktspannungskennlinien Block III Lauf 1: Versuche: V15-10-1 bis: V21-10-1 gem. Versuchsplan Tab. 3

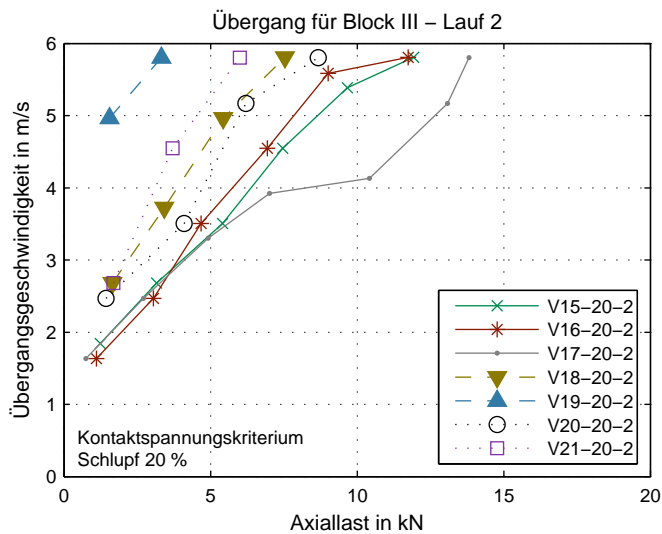


Abb. 90.: Kontaktspannungskennlinien Block III Lauf 2: Versuche: V15-20-2 bis: V21-20-2 gem. Versuchsplan Tab. 3

C.2. Diagramme: Reibungsminima

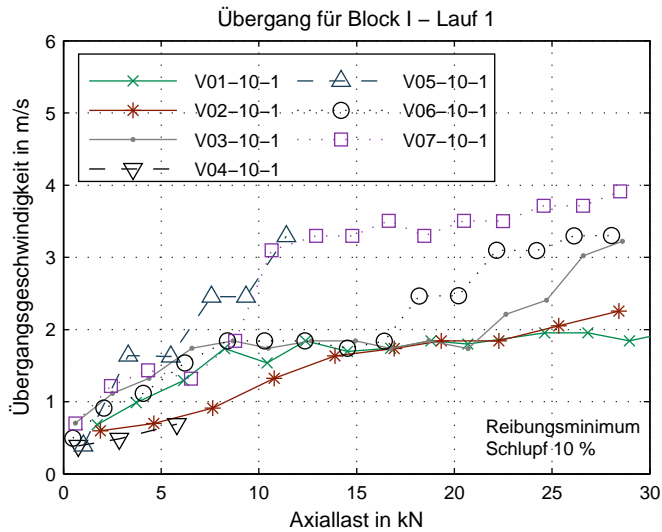


Abb. 91.: Reibungsminima Block I Lauf 1: Versuche: V01-10-1 bis: V07-10-1
gem. Versuchsplan Tab. 3

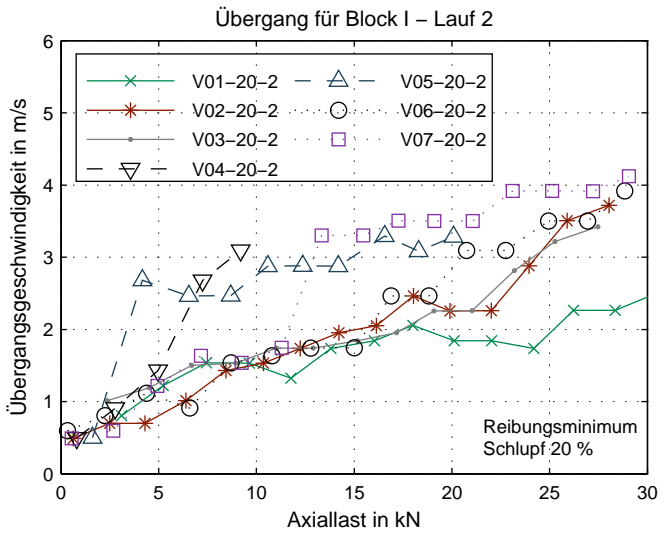


Abb. 92.: Reibungsminima Block I Lauf 2: Versuche: V01-20-2 bis: V07-20-2
gem. Versuchsplan Tab. 3

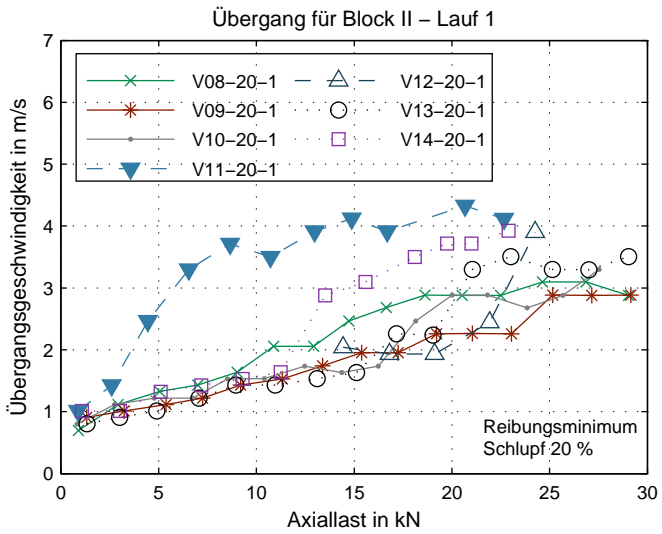


Abb. 93.: Reibungsminima Block II Lauf 1: Versuche: V08-10-1 bis: V14-10-1
gem. Versuchsplan Tab. 3

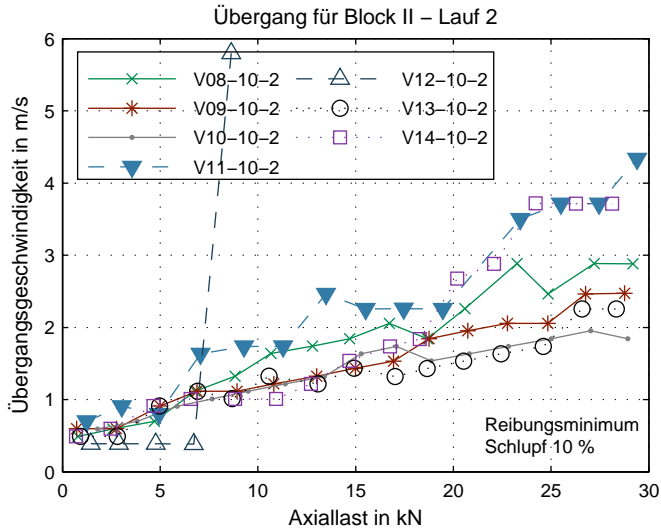


Abb. 94.: Reibungsminima Block II Lauf 2: Versuche: V08-20-2 bis: V14-20-2
gem. Versuchsplan Tab. 3

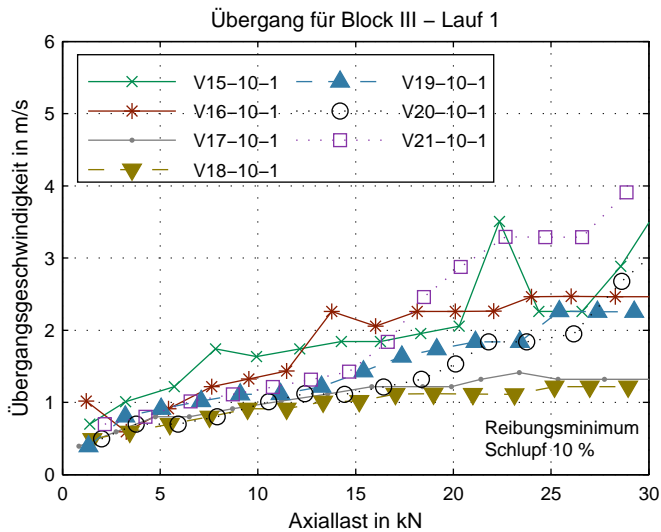


Abb. 95.: Reibungsminima Block III Lauf 1: Versuche: V15-10-1 bis: V21-10-1
gem. Versuchsplan Tab. 3

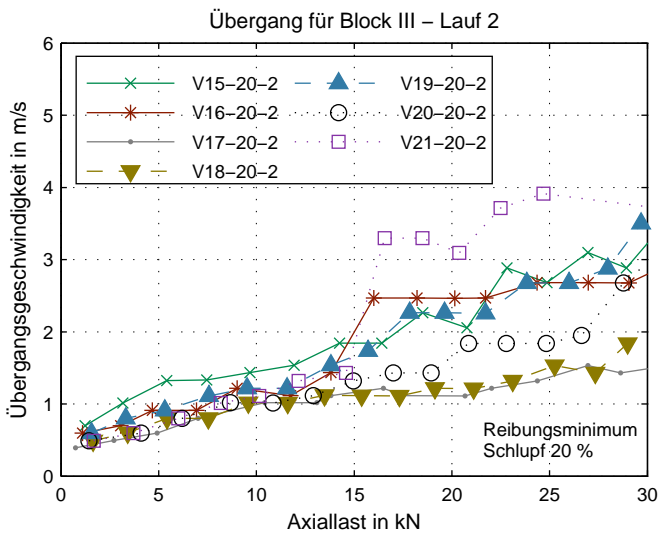


Abb. 96.: Reibungsminima Block III Lauf 2: Versuche: V15-20-2 bis: V21-20-2
gem. Versuchsplan Tab. 3

C.3. Versuchsdatentabelle

Tab. 15.: Messdaten zum Vollschrrierungsbeginn

Lauf	Ergebnis	Werte														
V01-10-1	F_{Ax} in kN	1,73	3,72	6,15	8,25	10,42	12,39	14,53	16,74	18,80	20,69	24,83	26,83	28,95	30,79	-
	$u_{\min\mu}$ in m/s	0,68	0,99	1,29	1,74	1,54	1,84	1,70	1,74	1,84	1,80	1,95	1,95	1,84	1,95	-
	u_{c^*50} in m/s	1,84	3,30	4,35	5,17	5,80	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
V01-20-2	F_{Ax} in kN	3,10	5,24	7,45	9,64	11,76	13,81	16,04	18,01	20,11	22,04	24,19	26,22	28,35	30,12	-
	$u_{\min\mu}$ in m/s	0,80	1,22	1,54	1,53	1,32	1,74	1,84	2,06	1,84	1,84	1,74	2,26	2,26	2,46	-
	u_{c^*50} in m/s	2,27	3,30	4,13	4,96	5,80	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
V02-10-1	F_{Ax} in kN	1,90	4,63	7,64	10,79	13,90	16,93	19,94	22,28	25,35	28,41	-	-	-	-	-
	$u_{\min\mu}$ in m/s	0,59	0,70	0,91	1,32	1,63	1,74	1,84	1,84	2,05	2,26	-	-	-	-	-
	u_{c^*50} in m/s	1,22	2,06	3,10	4,55	5,80	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
V02-20-2	F_{Ax} in kN	0,63	2,49	4,30	6,40	8,44	10,36	12,23	14,22	16,14	18,03	19,91	22,01	23,94	25,89	28,04
	$u_{\min\mu}$ in m/s	0,49	0,70	0,70	1,01	1,43	1,53	1,74	1,95	2,05	2,46	2,26	2,26	2,88	3,50	3,72
	u_{c^*50} in m/s	1,22	1,74	2,47	3,30	4,34	5,38	5,81	-	-	-	-	-	-	-	-
V03-10-1	F_{Ax} in kN	0,62	2,51	4,39	6,58	8,70	10,49	12,69	14,95	16,77	18,69	20,70	22,65	24,72	26,59	28,60
	$u_{\min\mu}$ in m/s	0,70	1,11	1,32	1,74	1,84	1,74	1,84	1,84	1,74	1,84	1,74	2,21	2,41	3,02	3,22
	u_{c^*50} in m/s	2,68	4,76	5,59	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
V03-20-2	F_{Ax} in kN	2,37	4,52	6,69	8,95	11,03	12,92	15,16	17,17	19,08	21,04	23,20	25,28	27,47	-	-
	$u_{\min\mu}$ in m/s	1,01	1,19	1,50	1,53	1,74	1,74	1,84	1,95	2,26	2,26	2,81	3,22	3,42	-	-
Fortsetzung auf Folgeseite																

Tab. 15.: Fortsetzung: Messdaten zum Vollschmierungsbeginn

Lauf	Ergebnis	Werte														
V07-10-1	u_{c*50} in m/s	1.84	2.88	3.93	5.39	5.80	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	F_{Ax} in kN	0.61	2.43	4.34	6.53	8.79	10.65	12.92	14.77	16.64	18.46	20.49	22.49	24.56	26.59	28.48
	$u_{min\mu}$ in m/s	0.70	1.22	1.43	1.32	1.84	3.10	3.30	3.30	3.50	3.29	3.50	3.50	3.71	3.71	3.91
	u_{c*50} in m/s	3.30	5.80	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
V07-20-2	F_{Ax} in kN	0.55	2.68	4.94	7.17	9.25	11.29	13.33	15.47	17.27	19.10	21.07	23.12	25.13	27.22	29.05
	$u_{min\mu}$ in m/s	0.49	0.59	1.22	1.63	1.54	1.74	3.30	3.30	3.50	3.50	3.50	3.92	3.92	3.91	4.12
	u_{c*50} in m/s	2.47	3.72	5.39	5.81	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	F_{Ax} in kN	0.90	2.93	5.05	6.99	9.01	10.88	12.93	14.73	16.64	18.63	20.53	22.48	24.64	26.86	29.04
V08-20-1	$u_{min\mu}$ in m/s	0.70	1.11	1.33	1.43	1.64	2.06	2.06	2.47	2.68	2.88	2.88	2.88	3.10	3.09	2.88
	u_{c*50} in m/s	2.06	3.51	5.17	5.80	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	F_{Ax} in kN	0.79	2.57	4.71	6.79	8.84	10.67	12.80	14.70	16.73	18.68	20.59	23.26	24.85	27.21	29.19
	$u_{min\mu}$ in m/s	0.49	0.59	0.70	1.12	1.32	1.64	1.74	1.84	2.06	1.84	2.26	2.88	2.46	2.88	2.88
V09-20-1	u_{c*50} in m/s	1.43	2.06	2.88	3.72	4.76	5.80	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	F_{Ax} in kN	1.32	3.24	5.38	7.25	9.20	11.33	13.38	15.39	17.26	19.21	21.06	23.04	25.17	27.16	29.16
	$u_{min\mu}$ in m/s	0.91	1.01	1.12	1.22	1.43	1.53	1.74	1.95	1.95	2.26	2.26	2.26	2.89	2.88	2.88
	u_{c*50} in m/s	2.06	3.10	3.93	4.76	5.59	5.81	-	-	-	-	-	-	-	-	-
V09-10-2	F_{Ax} in kN	0.73	2.76	5.00	6.89	8.93	10.82	13.01	14.99	16.94	18.76	20.73	22.76	24.84	26.76	28.77
	$u_{min\mu}$ in m/s	0.59	0.60	0.91	1.12	1.12	1.22	1.32	1.43	1.53	1.84	1.95	2.06	2.06	2.47	2.47
Fortsetzung auf Folgeseite																

Tab. 15.: Fortsetzung: Messdaten zum Vollschmierungsbeginn

Lauf	Ergebnis	Werte																	
V13-20-1	u_{c^*50} in m/s	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	F_{Ax} in kN	1.33	3.00	4.91	7.07	8.95	10.97	13.11	15.12	17.17	19.03	21.05	23.01	25.14	27.01	29.04			
	$u_{min\mu}$ in m/s	0.80	0.91	1.01	1.22	1.43	1.43	1.53	1.63	2.26	2.24	3.30	3.50	3.30	3.30	3.50			
	u_{c^*50} in m/s	4.13	5.80	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
V13-10-2	F_{Ax} in kN	0.92	2.82	4.96	6.92	8.68	10.58	13.08	14.93	17.02	18.66	20.52	22.44	24.60	26.59	28.33			
	$u_{min\mu}$ in m/s	0.49	0.49	0.91	1.12	1.01	1.32	1.22	1.43	1.32	1.43	1.53	1.63	1.74	2.26	2.26			
	u_{c^*50} in m/s	2.68	3.93	5.59	5.80	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	F_{Ax} in kN	1.07	3.02	5.10	7.18	9.29	11.25	13.52	15.58	18.11	19.75	21.00	22.90	-	-	-	-	-	-
V14-20-1	$u_{min\mu}$ in m/s	1.01	1.01	1.32	1.43	1.53	1.64	2.88	3.09	3.50	3.72	3.72	3.92	-	-	-	-	-	-
	u_{c^*50} in m/s	4.34	5.81	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	F_{Ax} in kN	0.70	2.46	4.66	6.57	8.84	10.93	12.71	14.68	16.76	18.29	20.20	22.08	24.21	26.28	28.13			
	$u_{min\mu}$ in m/s	0.49	0.59	0.91	1.01	1.01	1.01	1.22	1.54	1.74	1.84	2.88	2.88	3.72	3.72	3.71			
V15-10-1	u_{c^*50} in m/s	2.26	3.51	5.38	5.80	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	F_{Ax} in kN	1.39	3.24	5.73	7.84	9.93	12.14	14.27	16.26	18.33	20.30	22.37	24.38	26.59	28.57	30.55			
	$u_{min\mu}$ in m/s	0.70	1.01	1.22	1.74	1.63	1.74	1.84	1.84	1.95	2.06	3.51	2.26	2.26	2.88	3.72			
	u_{c^*50} in m/s	2.26	3.72	3.92	5.81	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
V15-20-2	F_{Ax} in kN	1.24	3.16	5.40	7.46	9.67	11.93	14.25	16.42	18.50	20.77	22.82	24.87	26.96	28.93	30.88			
	$u_{min\mu}$ in m/s	0.70	1.01	1.32	1.33	1.43	1.54	1.84	1.84	2.26	2.06	2.88	2.68	3.10	2.88	3.50			
Fortsetzung auf Folgeseite																			

Werte

Lauf	Ergebnis	Werte															
V19-10-1	u_{c^*50} in m/s	2.68	3.72	4.96	5.81	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	F_{Ax} in kN	1.34	3.22	5.06	7.10	9.10	11.16	13.25	15.41	17.37	19.16	21.14	23.42	25.42	27.38	29.26	
	$u_{\min\mu}$ in m/s	0.39	0.80	0.91	1.02	1.11	1.11	1.22	1.43	1.63	1.74	1.84	1.84	2.26	2.26	2.25	
	u_{c^*50} in m/s	4.13	5.81	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
V19-20-2	F_{Ax} in kN	1.56	3.32	5.32	7.57	9.52	11.58	13.81	15.71	17.83	19.63	21.72	23.84	26.00	27.98	29.68	
	$u_{\min\mu}$ in m/s	0.59	0.80	0.91	1.11	1.22	1.22	1.53	1.74	2.26	2.26	2.26	2.68	2.67	2.88	3.50	
	u_{c^*50} in m/s	4.96	5.80	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	F_{Ax} in kN	2.00	3.78	5.91	7.91	10.55	12.40	14.43	16.43	18.36	20.12	21.80	23.75	26.16	28.61	30.38	
V20-10-1	$u_{\min\mu}$ in m/s	0.49	0.70	0.70	0.80	1.01	1.12	1.11	1.21	1.32	1.53	1.84	1.84	1.95	2.68	3.09	
	u_{c^*50} in m/s	3.10	4.96	5.80	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	F_{Ax} in kN	1.43	4.10	6.20	8.67	10.85	12.90	14.96	17.00	18.95	20.85	22.79	24.83	26.63	28.78	30.82	
	$u_{\min\mu}$ in m/s	0.49	0.60	0.80	1.02	1.02	1.12	1.32	1.43	1.43	1.84	1.84	1.84	1.95	2.67	3.09	
V21-10-1	u_{c^*50} in m/s	2.47	3.51	5.17	5.80	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	F_{Ax} in kN	2.16	4.25	6.56	8.71	10.77	12.72	14.66	16.64	18.50	20.38	22.67	24.70	26.59	28.86	-	-
	$u_{\min\mu}$ in m/s	0.70	0.80	1.02	1.11	1.21	1.32	1.43	1.84	2.46	2.88	3.29	3.29	3.29	3.91	-	-
	u_{c^*50} in m/s	5.17	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
V21-20-2	F_{Ax} in kN	1.68	3.70	6.00	8.17	10.15	12.16	14.58	16.57	18.50	20.38	22.49	24.69	30.64	-	-	-
	$u_{\min\mu}$ in m/s	0.49	0.59	0.80	1.02	1.11	1.32	1.43	3.30	3.30	3.09	3.71	3.92	3.71	-	-	-
Fortsetzung auf Folgeseite																	

Tab. 15.: Fortsetzung: Messdaten zum Vollschmierungsbeginn

[illegible]

C.4. Berechnete Spaltweiten für experimentell bestimmte Übergangspunkte

Die nachfolgenden Tabellen enthalten Minimalspaltweiten, die sich unter Berücksichtigung der Lauflächengeometrie und den jeweiligen Lastsituationen (im Axiallastbereich von mindestens 1 kN) rechnerisch ergeben, wenn für die experimentell bestimmten Übergangskennlinien das in Kapitel 2 beschriebene Berechnungsverfahren angewendet wird. Bei sehr geringen Spaltweiten kann es zu Konvergenzproblemen kommen, sodass sich keine gültigen Druckverteilungen bestimmen lassen. In den Tabellen werden daher nur Übergangspunkte aufgeführt, für die die errechnete Tragkraft um weniger als 5 % von der Lastvorgabe abweicht. Die tabellierten minimalen Spaltweiten bilden die Grundlage für die in den Abb. 45 und Abb. 46 dargestellten Verteilungen.

Tab. 16.: Minimale Spaltweiten für Übergangspunkte (Kontaktspannungskriterium): Berechnete minimale Spaltweiten für experimentell bestimmte Übergangspunkte

Lauf	Typ	Schlupf	Last	Geschwindigkeit	min. Spaltweite
		in %	in kN	in m/s	in in μ m
gemessen im ersten Durchlauf					
V01-10-1	F0	10	1.73	1.84	3.38
V01-10-1	F0	10	3.72	3.30	3.74
V01-10-1	F0	10	6.15	4.35	3.88
V01-10-1	F0	10	8.25	5.17	4.07
V01-10-1	F0	10	10.42	5.80	4.21
V02-10-1	F1	10	1.90	1.22	2.48
V02-10-1	F1	10	4.63	2.06	2.57
V02-10-1	F1	10	7.64	3.10	2.99
V02-10-1	F1	10	10.79	4.55	3.60
V02-10-1	F1	10	13.90	5.80	4.03
V03-10-1	F2	10	2.51	4.76	5.66
V03-10-1	F2	10	4.39	5.59	5.14
V06-10-1	A1	10	2.08	2.88	3.42
V06-10-1	A1	10	4.08	5.17	3.80

Fortsetzung auf Folgende

Tab. 16.: Fortsetzung: Minimale Spaltweiten für Übergangspunkte
(Kontaktspannungskriterium)

Lauf	Typ	Schlupf	Last	Geschwindigkeit	min. Spaltweite
		in %	in kN	in m/s	in μm
V06-10-1	A1	10	6.21	5.80	3.73
V07-10-1	A2	10	2.43	5.80	3.12
V08-20-1	F0	20	2.93	3.51	3.71
V08-20-1	F0	20	5.05	5.17	4.30
V08-20-1	F0	20	6.99	5.80	4.28
V09-20-1	F1	20	1.32	2.06	3.86
V09-20-1	F1	20	3.24	3.10	3.55
V09-20-1	F1	20	5.38	3.93	3.57
V09-20-1	F1	20	7.25	4.76	3.75
V09-20-1	F1	20	9.20	5.59	3.96
V09-20-1	F1	20	11.33	5.81	3.93
V10-20-1	F2	20	2.74	4.97	5.02
V10-20-1	F2	20	4.77	5.80	4.67
V13-20-1	A1	20	1.33	4.13	4.44
V13-20-1	A1	20	3.00	5.80	4.17
V14-20-1	A2	20	1.07	4.34	3.16
V14-20-1	A2	20	3.02	5.81	2.85
V15-10-1	F0	10	1.39	2.26	4.24
V15-10-1	F0	10	3.24	3.72	4.22
V15-10-1	F0	10	5.73	3.92	3.71
V15-10-1	F0	10	7.84	5.81	4.41
V16-10-1	F1	10	1.22	1.63	3.64
V16-10-1	F1	10	3.26	2.47	3.24
V16-10-1	F1	10	5.43	3.51	3.50
V16-10-1	F1	10	7.63	4.55	3.81
V16-10-1	F1	10	9.54	5.59	4.17
V16-10-1	F1	10	11.47	5.80	4.14
V17-10-1	F2	10	2.75	3.30	4.44
V17-10-1	F2	10	4.76	4.55	4.47

Fortsetzung auf Folgeseite

Tab. 16.: Fortsetzung: Minimale Spaltweiten für Übergangspunkte
(Kontaktspannungskriterium)

Lauf	Typ	Schlupf	Last	Geschwindigkeit	min. Spaltweite
		in %	in kN	in m/s	in μm
V17-10-1	F2	10	6.49	5.80	4.71
V18-10-1	K4	10	1.53	3.30	3.77
V18-10-1	K4	10	3.44	5.59	4.17
V19-10-1	K3	10	1.34	4.13	3.32
V19-10-1	K3	10	3.22	5.81	2.85
V20-10-1	A1	10	2.00	3.10	3.61
V20-10-1	A1	10	3.78	4.96	3.85
V20-10-1	A1	10	5.91	5.80	3.73
V21-10-1	A2	10	2.16	5.17	3.01
W-V16-10-1	F1	10	2.73	3.51	4.30
W-V16-10-1	F1	10	4.58	4.76	4.42
W-V16-10-1	F1	10	6.68	5.80	4.55
gemessen im zweiten Durchlauf					
V01-20-2	F0	20	3.10	2.27	2.94
V01-20-2	F0	20	5.24	3.30	3.21
V01-20-2	F0	20	7.45	4.13	3.42
V01-20-2	F0	20	9.64	4.96	3.65
V01-20-2	F0	20	11.76	5.80	3.89
V02-20-2	F1	20	2.49	1.74	2.96
V02-20-2	F1	20	4.30	2.47	3.03
V02-20-2	F1	20	6.40	3.30	3.22
V02-20-2	F1	20	8.44	4.34	3.52
V02-20-2	F1	20	10.36	5.38	3.82
V02-20-2	F1	20	12.23	5.81	3.84
V03-20-2	F2	20	2.37	3.72	4.43
V03-20-2	F2	20	4.52	4.76	4.23
V03-20-2	F2	20	6.69	5.80	4.32
V06-20-2	A1	20	2.26	2.88	3.01

Fortsetzung auf Folgeseite

Tab. 16.: Fortsetzung: Minimale Spaltweiten für Übergangspunkte
(Kontaktspannungskriterium)

Lauf	Typ	Schlupf	Last	Geschwindigkeit	min. Spaltweite
		in %	in kN	in m/s	in μm
V06-20-2	A1	20	4.38	3.93	3.03
V06-20-2	A1	20	6.59	5.39	3.36
V06-20-2	A1	20	8.71	5.80	3.37
V07-20-2	A2	20	2.68	3.72	2.32
V07-20-2	A2	20	4.94	5.39	2.51
V07-20-2	A2	20	7.17	5.81	2.45
V08-10-2	F0	10	2.57	2.06	3.12
V08-10-2	F0	10	4.71	2.88	3.21
V08-10-2	F0	10	6.79	3.72	3.45
V08-10-2	F0	10	8.84	4.76	3.76
V08-10-2	F0	10	10.67	5.80	4.18
V09-10-2	F1	10	2.76	1.95	2.94
V09-10-2	F1	10	5.00	2.47	2.84
V09-10-2	F1	10	6.89	3.10	3.06
V09-10-2	F1	10	8.93	3.72	3.25
V09-10-2	F1	10	10.82	4.35	3.49
V09-10-2	F1	10	13.01	5.17	3.79
V09-10-2	F1	10	14.99	5.80	3.98
V10-10-2	F2	10	1.80	2.26	3.80
V10-10-2	F2	10	3.82	3.10	3.56
V10-10-2	F2	10	5.88	3.92	3.68
V10-10-2	F2	10	7.66	5.17	4.13
V10-10-2	F2	10	9.51	5.80	4.27
V11-10-2	K3	10	1.23	5.80	4.49
V13-10-2	A1	10	2.82	3.93	3.56
V13-10-2	A1	10	4.96	5.59	3.81
V13-10-2	A1	10	6.92	5.80	3.66
V14-10-2	A2	10	2.46	3.51	2.40
V14-10-2	A2	10	4.66	5.38	2.65

Fortsetzung auf Folgeseite

Tab. 16.: Fortsetzung: Minimale Spaltweiten für Übergangspunkte
(Kontaktspannungskriterium)

Lauf	Typ	Schlupf	Last	Geschwindigkeit	min. Spaltweite
		in %	in kN	in m/s	in μm
V14-10-2	A2	10	6.57	5.80	2.60
V15-20-2	F0	20	1.24	1.84	3.69
V15-20-2	F0	20	3.16	2.68	3.26
V15-20-2	F0	20	5.40	3.51	3.31
V15-20-2	F0	20	7.46	4.55	3.62
V15-20-2	F0	20	9.67	5.38	3.84
V15-20-2	F0	20	11.93	5.81	3.89
V16-20-2	F1	20	1.11	1.64	4.03
V16-20-2	F1	20	3.05	2.47	3.41
V16-20-2	F1	20	4.67	3.51	3.66
V16-20-2	F1	20	6.94	4.55	3.82
V16-20-2	F1	20	9.01	5.59	4.04
V16-20-2	F1	20	11.74	5.81	3.87
V17-20-2	F2	20	2.72	2.47	3.56
V17-20-2	F2	20	4.91	3.30	3.48
V17-20-2	F2	20	7.01	3.92	3.48
V17-20-2	F2	20	10.42	4.13	3.19
V17-20-2	F2	20	13.09	5.17	3.54
V17-20-2	F2	20	13.82	5.80	3.75
V18-20-2	K4	20	1.65	2.68	3.10
V18-20-2	K4	20	3.42	3.72	3.09
V18-20-2	K4	20	5.43	4.96	3.41
V19-20-2	K3	20	1.56	4.96	3.20
V19-20-2	K3	20	3.32	5.80	2.80
V20-20-2	A1	20	1.43	2.47	3.19
V20-20-2	A1	20	4.10	3.51	2.89
V20-20-2	A1	20	6.20	5.17	3.32
V20-20-2	A1	20	8.67	5.80	3.37
V21-20-2	A2	20	1.68	2.68	2.16

Fortsetzung auf Folgeseite

Tab. 16.: Fortsetzung: Minimale Spaltweiten für Übergangspunkte
(Kontaktspannungskriterium)

Lauf	Typ	Schlupf	Last	Geschwindigkeit	min. Spaltweite
		in %	in kN	in m/s	in μm
V21-20-2	A2	20	3.70	4.55	2.42
V21-20-2	A2	20	6.00	5.80	2.53
W-V16-10-2	F1	10	2.01	2.26	3.64
W-V16-10-2	F1	10	3.80	3.30	3.71
W-V16-10-2	F1	10	5.95	4.55	4.19
W-V16-10-2	F1	10	8.10	5.80	4.38

Tab. 17.: Minimale Spaltweiten für Übergangspunkte (Reibungsminimum):
Berechnete minimale Spaltweiten für experimentell bestimmte
Übergangspunkte

Lauf	Typ	Schlupf	Last	Geschwindigkeit	min. Spaltweite
		in %	in kN	in m/s	in μm
gemessen im ersten Durchlauf					
V01-10-1	F0	10	1.73	0.68	1.83
V01-10-1	F0	10	3.72	0.99	1.70
V01-10-1	F0	10	6.15	1.29	1.74
V01-10-1	F0	10	8.25	1.74	1.98
V01-10-1	F0	10	10.42	1.54	1.73
V01-10-1	F0	10	12.39	1.84	1.90
V01-10-1	F0	10	14.53	1.70	1.76
V01-10-1	F0	10	16.74	1.74	1.76
V01-10-1	F0	10	18.80	1.84	1.81
V01-10-1	F0	10	20.69	1.80	1.78
V01-10-1	F0	10	24.63	1.95	1.88
V01-10-1	F0	10	26.83	1.95	1.86
V01-10-1	F0	10	28.95	1.84	1.81
V02-10-1	F1	10	1.90	0.59	1.65

Fortsetzung auf Folgeseite

Tab. 17.: Fortsetzung: Minimale Spaltweiten für Übergangspunkte (Reibungsminimum)

Lauf	Typ	Schlupf	Last	Geschwindigkeit	min. Spaltweite
		in %	in kN	in m/s	in μm
V02-10-1	F1	10	4.63	0.70	1.26
V02-10-1	F1	10	7.64	0.91	1.29
V02-10-1	F1	10	10.79	1.32	1.54
V02-10-1	F1	10	13.90	1.63	1.74
V02-10-1	F1	10	16.93	1.74	1.77
V02-10-1	F1	10	19.34	1.84	1.76
V02-10-1	F1	10	22.28	1.84	1.72
V02-10-1	F1	10	28.41	2.26	1.90
V03-10-1	F2	10	2.51	1.11	2.11
V03-10-1	F2	10	4.39	1.32	2.15
V03-10-1	F2	10	6.58	1.74	2.24
V03-10-1	F2	10	8.70	1.84	2.04
V03-10-1	F2	10	10.49	1.74	1.88
V03-10-1	F2	10	12.69	1.84	1.94
V03-10-1	F2	10	14.95	1.84	1.85
V03-10-1	F2	10	16.77	1.74	1.77
V03-10-1	F2	10	18.69	1.84	1.81
V03-10-1	F2	10	20.70	1.74	1.69
V03-10-1	F2	10	22.65	2.21	2.02
V03-10-1	F2	10	24.72	2.41	2.13
V03-10-1	F2	10	26.59	3.02	2.46
V03-10-1	F2	10	28.60	3.22	2.68
V06-10-1	A1	10	2.08	0.91	1.65
V06-10-1	A1	10	4.08	1.12	1.52
V06-10-1	A1	10	6.21	1.54	1.69
V06-10-1	A1	10	8.40	1.84	1.79
V06-10-1	A1	10	10.30	1.84	1.74
V06-10-1	A1	10	12.35	1.84	1.71
V06-10-1	A1	10	14.53	1.74	1.65

Fortsetzung auf Folgeseite

Tab. 17.: Fortsetzung: Minimale Spaltweiten für Übergangspunkte
(Reibungsminimum)

Lauf	Typ	Schlupf	Last	Geschwindigkeit	min. Spaltweite
		in %	in kN	in m/s	in μm
V06-10-1	A1	10	20.22	2.47	1.96
V07-10-1	A2	10	2.43	1.22	1.38
V07-10-1	A2	10	4.34	1.43	1.36
V08-20-1	F0	20	2.93	1.11	1.89
V08-20-1	F0	20	5.05	1.33	1.63
V08-20-1	F0	20	6.99	1.43	1.69
V08-20-1	F0	20	9.01	1.64	1.75
V08-20-1	F0	20	10.88	2.06	1.98
V08-20-1	F0	20	12.93	2.06	1.91
V08-20-1	F0	20	14.73	2.47	2.14
V08-20-1	F0	20	16.64	2.68	2.24
V08-20-1	F0	20	18.63	2.88	2.32
V08-20-1	F0	20	20.53	2.88	2.30
V08-20-1	F0	20	22.48	2.88	2.34
V08-20-1	F0	20	24.64	3.10	2.37
V08-20-1	F0	20	26.86	3.09	2.34
V08-20-1	F0	20	29.04	2.88	2.24
V09-20-1	F1	20	1.32	0.91	2.29
V09-20-1	F1	20	3.24	1.01	1.71
V09-20-1	F1	20	5.38	1.12	1.53
V09-20-1	F1	20	7.25	1.22	1.51
V09-20-1	F1	20	9.20	1.43	1.59
V09-20-1	F1	20	11.33	1.53	1.61
V09-20-1	F1	20	13.38	1.74	1.70
V09-20-1	F1	20	15.39	1.95	1.80
V09-20-1	F1	20	17.26	1.95	1.79
V09-20-1	F1	20	19.21	2.26	1.96
V09-20-1	F1	20	21.06	2.26	1.95
V09-20-1	F1	20	23.04	2.26	1.93

Fortsetzung auf Folgeseite

Tab. 17.: Fortsetzung: Minimale Spaltweiten für Übergangspunkte (Reibungsminimum)

Lauf	Typ	Schlupf	Last	Geschwindigkeit	min. Spaltweite
		in %	in kN	in m/s	in μm
V09-20-1	F1	20	25.17	2.89	2.25
V09-20-1	F1	20	27.16	2.88	2.25
V09-20-1	F1	20	29.16	2.88	2.36
V10-20-1	F2	20	2.74	1.12	1.93
V10-20-1	F2	20	4.77	1.22	1.70
V10-20-1	F2	20	6.72	1.22	1.54
V10-20-1	F2	20	8.52	1.53	1.68
V10-20-1	F2	20	10.41	1.53	1.63
V10-20-1	F2	20	12.47	1.74	1.68
V10-20-1	F2	20	14.38	1.63	1.61
V10-20-1	F2	20	16.24	1.74	1.67
V10-20-1	F2	20	18.15	2.46	2.08
V10-20-1	F2	20	20.01	2.88	2.30
V10-20-1	F2	20	21.82	2.88	2.35
V10-20-1	F2	20	23.85	2.68	2.17
V10-20-1	F2	20	25.69	2.88	2.25
V10-20-1	F2	20	27.54	3.30	2.43
V11-20-1	K3	20	2.60	1.43	1.20
V13-20-1	A1	20	1.33	0.80	1.74
V13-20-1	A1	20	3.00	0.91	1.39
V13-20-1	A1	20	4.91	1.01	1.30
V13-20-1	A1	20	7.07	1.22	1.36
V13-20-1	A1	20	8.95	1.43	1.45
V13-20-1	A1	20	10.97	1.43	1.43
V13-20-1	A1	20	13.11	1.53	1.47
V14-20-1	A2	20	1.07	1.01	1.54
V14-20-1	A2	20	3.02	1.01	1.14
V14-20-1	A2	20	5.10	1.32	1.24
V15-10-1	F0	10	1.39	0.70	2.02

Fortsetzung auf Folgeseite

Tab. 17.: Fortsetzung: Minimale Spaltweiten für Übergangspunkte
(Reibungsminimum)

Lauf	Typ	Schlupf	Last	Geschwindigkeit	min. Spaltweite
		in %	in kN	in m/s	in μm
V15-10-1	F0	10	3.24	1.01	1.81
V15-10-1	F0	10	5.73	1.22	1.70
V15-10-1	F0	10	7.84	1.74	2.00
V15-10-1	F0	10	9.93	1.63	1.81
V15-10-1	F0	10	12.14	1.74	1.83
V15-10-1	F0	10	14.27	1.84	1.88
V15-10-1	F0	10	16.26	1.84	1.84
V15-10-1	F0	10	18.33	1.95	1.90
V15-10-1	F0	10	20.30	2.06	1.95
V15-10-1	F0	10	22.37	3.51	2.75
V15-10-1	F0	10	24.38	2.26	2.05
V15-10-1	F0	10	26.59	2.26	2.05
V15-10-1	F0	10	28.57	2.88	2.36
V15-10-1	F0	10	30.55	3.72	2.75
V16-10-1	F1	10	1.22	1.02	2.66
V16-10-1	F1	10	3.26	0.59	1.31
V16-10-1	F1	10	5.43	0.91	1.42
V16-10-1	F1	10	7.63	1.22	1.71
V16-10-1	F1	10	9.54	1.32	1.69
V16-10-1	F1	10	11.47	1.43	1.69
V16-10-1	F1	10	13.78	2.26	2.18
V16-10-1	F1	10	16.03	2.06	1.97
V16-10-1	F1	10	18.15	2.26	2.05
V16-10-1	F1	10	20.10	2.26	2.00
V16-10-1	F1	10	22.07	2.26	2.06
V16-10-1	F1	10	24.00	2.46	2.05
V16-10-1	F1	10	26.03	2.47	2.03
V16-10-1	F1	10	28.28	2.46	2.15
V17-10-1	F2	10	2.75	0.59	1.60

Fortsetzung auf Folgeseite

Tab. 17.: Fortsetzung: Minimale Spaltweiten für Übergangspunkte (Reibungsminimum)

Lauf	Typ	Schlupf	Last	Geschwindigkeit	min. Spaltweite
		in %	in kN	in m/s	in μm
V17-10-1	F2	10	4.76	0.80	1.53
V17-10-1	F2	10	6.49	0.80	1.37
V17-10-1	F2	10	8.71	0.91	1.35
V17-10-1	F2	10	11.19	1.02	1.36
V17-10-1	F2	10	13.56	1.12	1.38
V17-10-1	F2	10	15.82	1.22	1.42
V17-10-1	F2	10	18.43	1.22	1.37
V18-10-1	K4	10	1.53	0.49	1.28
V18-10-1	K4	10	3.44	0.59	1.12
V19-10-1	K3	10	1.34	0.39	0.94
V19-10-1	K3	10	3.22	0.80	0.84
V20-10-1	A1	10	2.00	0.49	1.25
V20-10-1	A1	10	3.78	0.70	1.16
V20-10-1	A1	10	5.91	0.70	1.04
V20-10-1	A1	10	7.91	0.80	1.11
V20-10-1	A1	10	10.55	1.01	1.23
V20-10-1	A1	10	12.40	1.12	1.32
V21-10-1	A2	10	2.16	0.70	1.08
V21-10-1	A2	10	4.25	0.80	1.01
W-V16-10-1	F1	10	2.73	0.80	1.67
W-V16-10-1	F1	10	4.58	0.80	1.38
W-V16-10-1	F1	10	6.68	1.22	1.63
W-V16-10-1	F1	10	8.77	1.43	1.72
W-V16-10-1	F1	10	10.60	1.74	1.88
W-V16-10-1	F1	10	12.62	1.74	1.83
W-V16-10-1	F1	10	14.69	1.95	1.93
W-V16-10-1	F1	10	16.61	1.84	1.83
W-V16-10-1	F1	10	18.34	1.74	1.75
W-V16-10-1	F1	10	20.23	1.95	1.88

Fortsetzung auf Folgeseite

Tab. 17.: Fortsetzung: Minimale Spaltweiten für Übergangspunkte
(Reibungsminimum)

Lauf	Typ	Schlupf	Last	Geschwindigkeit	min. Spaltweite
		in %	in kN	in m/s	in μm
W-V16-10-1	F1	10	22.24	1.95	1.87
W-V16-10-1	F1	10	24.32	2.26	2.05
W-V16-10-1	F1	10	28.04	2.46	2.14
gemessen im zweiten Durchlauf					
V01-20-2	F0	20	3.10	0.80	1.51
V01-20-2	F0	20	5.24	1.22	1.64
V01-20-2	F0	20	7.45	1.54	1.76
V01-20-2	F0	20	9.64	1.53	1.64
V01-20-2	F0	20	11.76	1.32	1.44
V01-20-2	F0	20	13.81	1.74	1.69
V01-20-2	F0	20	16.04	1.84	1.73
V01-20-2	F0	20	18.01	2.06	1.86
V01-20-2	F0	20	20.11	1.84	1.70
V01-20-2	F0	20	26.22	2.26	1.93
V01-20-2	F0	20	28.35	2.26	1.93
V01-20-2	F0	20	30.12	2.46	2.04
V02-20-2	F1	20	2.49	0.70	1.53
V02-20-2	F1	20	4.30	0.70	1.39
V02-20-2	F1	20	6.40	1.01	1.37
V02-20-2	F1	20	8.44	1.43	1.62
V02-20-2	F1	20	10.36	1.53	1.63
V02-20-2	F1	20	12.23	1.74	1.78
V02-20-2	F1	20	14.22	1.95	1.83
V02-20-2	F1	20	16.14	2.05	1.86
V02-20-2	F1	20	18.03	2.46	2.10
V02-20-2	F1	20	19.91	2.26	1.95
V02-20-2	F1	20	22.01	2.26	1.94
V02-20-2	F1	20	23.94	2.88	2.26
Fortsetzung auf Folgeseite					

Tab. 17.: Fortsetzung: Minimale Spaltweiten für Übergangspunkte (Reibungsminimum)

Lauf	Typ	Schlupf	Last	Geschwindigkeit	min. Spaltweite
		in %	in kN	in m/s	in μm
V02-20-2	F1	20	25.89	3.50	2.37
V02-20-2	F1	20	28.04	3.72	2.63
V03-20-2	F2	20	2.37	1.01	1.92
V03-20-2	F2	20	4.52	1.19	1.88
V03-20-2	F2	20	6.69	1.50	1.78
V03-20-2	F2	20	8.95	1.53	1.67
V03-20-2	F2	20	11.03	1.74	1.75
V03-20-2	F2	20	12.92	1.74	1.71
V03-20-2	F2	20	15.16	1.84	1.74
V03-20-2	F2	20	17.17	1.95	1.79
V03-20-2	F2	20	19.08	2.26	1.90
V03-20-2	F2	20	21.04	2.26	1.87
V03-20-2	F2	20	23.20	2.81	2.23
V03-20-2	F2	20	25.28	3.22	2.43
V03-20-2	F2	20	27.47	3.42	2.49
V06-20-2	A1	20	2.26	0.80	1.43
V06-20-2	A1	20	4.38	1.12	1.41
V06-20-2	A1	20	6.59	0.91	1.15
V06-20-2	A1	20	8.71	1.54	1.52
V06-20-2	A1	20	10.80	1.63	1.55
V06-20-2	A1	20	12.79	1.74	1.58
V07-20-2	A2	20	2.68	0.59	0.90
V07-20-2	A2	20	4.94	1.22	1.19
V08-10-2	F0	10	2.57	0.59	1.46
V08-10-2	F0	10	4.71	0.70	1.26
V08-10-2	F0	10	6.79	1.12	1.53
V08-10-2	F0	10	8.84	1.32	1.61
V08-10-2	F0	10	10.67	1.64	1.79
V08-10-2	F0	10	12.80	1.74	1.80

Fortsetzung auf Folgeseite

Tab. 17.: Fortsetzung: Minimale Spaltweiten für Übergangspunkte
(Reibungsminimum)

Lauf	Typ	Schlupf	Last	Geschwindigkeit	min. Spaltweite
		in %	in kN	in m/s	in μm
V08-10-2	F0	10	14.70	1.84	1.87
V08-10-2	F0	10	16.73	2.06	1.98
V08-10-2	F0	10	18.68	1.84	1.81
V08-10-2	F0	10	20.59	2.26	2.07
V08-10-2	F0	10	23.26	2.88	2.40
V08-10-2	F0	10	24.85	2.46	2.16
V08-10-2	F0	10	27.21	2.88	2.50
V08-10-2	F0	10	29.19	2.88	2.36
V09-10-2	F1	10	2.76	0.60	1.41
V09-10-2	F1	10	5.00	0.91	1.46
V09-10-2	F1	10	6.89	1.12	1.53
V09-10-2	F1	10	8.93	1.12	1.43
V09-10-2	F1	10	10.82	1.22	1.46
V09-10-2	F1	10	13.01	1.32	1.51
V09-10-2	F1	10	14.99	1.43	1.56
V09-10-2	F1	10	16.94	1.53	1.63
V09-10-2	F1	10	18.76	1.84	1.81
V09-10-2	F1	10	20.73	1.95	1.87
V09-10-2	F1	10	22.76	2.06	2.01
V09-10-2	F1	10	24.84	2.06	1.92
V09-10-2	F1	10	26.76	2.47	2.15
V09-10-2	F1	10	28.77	2.47	2.15
V10-10-2	F2	10	1.80	0.59	1.69
V10-10-2	F2	10	3.82	0.70	1.35
V10-10-2	F2	10	5.88	0.91	1.27
V10-10-2	F2	10	7.66	1.01	1.38
V10-10-2	F2	10	9.51	1.12	1.41
V10-10-2	F2	10	11.40	1.22	1.46
V10-10-2	F2	10	13.41	1.32	1.50

Fortsetzung auf Folgeseite

Tab. 17.: Fortsetzung: Minimale Spaltweiten für Übergangspunkte (Reibungsminimum)

Lauf	Typ	Schlupf	Last	Geschwindigkeit	min. Spaltweite
		in %	in kN	in m/s	in μm
V10-10-2	F2	10	15.28	1.63	1.71
V10-10-2	F2	10	17.09	1.74	1.77
V10-10-2	F2	10	18.88	1.54	1.63
V10-10-2	F2	10	20.81	1.63	1.67
V10-10-2	F2	10	22.82	1.74	1.73
V10-10-2	F2	10	25.01	1.84	1.79
V10-10-2	F2	10	28.93	1.84	1.80
V11-10-2	K3	10	1.23	0.70	1.06
V13-10-2	A1	10	2.82	0.49	1.07
V13-10-2	A1	10	4.96	0.91	1.28
V13-10-2	A1	10	6.92	1.12	1.37
V13-10-2	A1	10	8.68	1.01	1.25
V13-10-2	A1	10	10.58	1.32	1.43
V13-10-2	A1	10	14.93	1.43	1.50
V14-10-2	A2	10	2.46	0.59	0.96
V14-10-2	A2	10	4.66	0.91	1.08
V15-20-2	F0	20	1.24	0.70	2.03
V15-20-2	F0	20	3.16	1.01	1.73
V15-20-2	F0	20	5.40	1.32	1.72
V15-20-2	F0	20	7.46	1.33	1.58
V15-20-2	F0	20	9.67	1.43	1.58
V15-20-2	F0	20	11.93	1.54	1.59
V15-20-2	F0	20	14.25	1.84	1.75
V15-20-2	F0	20	16.42	1.84	1.74
V15-20-2	F0	20	18.50	2.26	1.96
V15-20-2	F0	20	20.77	2.06	1.83
V15-20-2	F0	20	22.82	2.88	2.27
V15-20-2	F0	20	24.87	2.68	2.16
V15-20-2	F0	20	26.96	3.10	2.34

Fortsetzung auf Folgeseite

Tab. 17.: Fortsetzung: Minimale Spaltweiten für Übergangspunkte
(Reibungsminimum)

Lauf	Typ	Schlupf	Last	Geschwindigkeit	min. Spaltweite
		in %	in kN	in m/s	in μm
V15-20-2	F0	20	28.93	2.88	2.25
V15-20-2	F0	20	30.88	3.50	2.50
V16-20-2	F1	20	1.11	0.59	2.22
V16-20-2	F1	20	3.05	0.70	1.60
V16-20-2	F1	20	4.67	0.91	1.40
V16-20-2	F1	20	6.94	0.91	1.24
V16-20-2	F1	20	9.01	1.22	1.42
V16-20-2	F1	20	11.74	1.11	1.28
V16-20-2	F1	20	13.81	1.43	1.49
V16-20-2	F1	20	16.01	2.47	2.09
V16-20-2	F1	20	18.21	2.47	2.04
V16-20-2	F1	20	20.14	2.46	1.99
V16-20-2	F1	20	21.73	2.47	1.98
V16-20-2	F1	20	24.35	2.68	2.03
V16-20-2	F1	20	30.68	2.89	2.23
V17-20-2	F2	20	2.72	0.49	1.42
V17-20-2	F2	20	4.91	0.59	1.05
V17-20-2	F2	20	7.01	0.80	1.27
V17-20-2	F2	20	10.42	1.02	1.30
V17-20-2	F2	20	13.09	1.02	1.20
V17-20-2	F2	20	13.82	1.11	1.29
V17-20-2	F2	20	16.49	1.22	1.32
V17-20-2	F2	20	17.48	1.12	1.25
V17-20-2	F2	20	20.67	1.11	1.23
V18-20-2	K4	20	1.65	0.49	1.22
V18-20-2	K4	20	3.42	0.60	1.09
V19-20-2	K3	20	1.56	0.59	0.88
V19-20-2	K3	20	3.32	0.80	0.80
V20-20-2	A1	20	1.43	0.49	1.40

Fortsetzung auf Folgeseite

Tab. 17.: Fortsetzung: Minimale Spaltweiten für Übergangspunkte (Reibungsminimum)

Lauf	Typ	Schlupf	Last	Geschwindigkeit	min. Spaltweite
		in %	in kN	in m/s	in μm
V20-20-2	A1	20	4.10	0.60	0.98
V20-20-2	A1	20	6.20	0.80	1.07
V20-20-2	A1	20	8.67	1.02	1.19
V20-20-2	A1	20	10.85	1.02	1.17
V21-20-2	A2	20	1.68	0.49	1.00
V21-20-2	A2	20	3.70	0.59	0.84
V21-20-2	A2	20	6.00	0.80	0.97
W-V16-10-2	F1	10	2.01	0.80	2.13
W-V16-10-2	F1	10	3.80	0.80	1.47
W-V16-10-2	F1	10	5.95	0.91	1.39
W-V16-10-2	F1	10	8.10	1.22	1.56
W-V16-10-2	F1	10	9.98	1.32	1.65
W-V16-10-2	F1	10	12.05	1.63	1.77
W-V16-10-2	F1	10	14.00	1.74	1.80
W-V16-10-2	F1	10	16.03	1.84	1.85
W-V16-10-2	F1	10	17.87	1.84	1.80
W-V16-10-2	F1	10	19.78	1.84	1.81
W-V16-10-2	F1	10	21.84	2.47	2.19
W-V16-10-2	F1	10	24.02	2.88	2.40
W-V16-10-2	F1	10	26.12	2.05	1.94

D. Ergebnisse der Mischreibungssimulation

In diesem Anhang finden sich Stützpunkte der mittels der Mischreibungssimulation aus Kapitel 4 berechneten STRIBECK-Kurven (siehe Abb. 59).

Tab. 18.: Fortsetzung: STRIBECK-Kurven für ein Druckkamm lager

Drehzahl	Axiallaststufe									
	0, 5 kN		1, 0 kN		2, 0 kN		4, 0 kN		8, 0 kN	
	μ	h_{\min}/h_{Ueb}	μ	h_{\min}/h_{Ueb}	μ	h_{\min}/h_{Ueb}	μ	h_{\min}/h_{Ueb}	μ	h_{\min}/h_{Ueb}
n_{DK}										
300 U/min	0,001774	2,402	0,001247	1,745	0,000891	1,290	0,000637	1,004	0,000489	0,825
320 U/min	0,001824	2,482	0,001280	1,802	0,000915	1,336	0,000655	1,043	0,000492	0,852
340 U/min	0,001869	2,562	0,001312	1,866	0,000937	1,384	0,000673	1,086	0,000497	0,885
360 U/min	0,001917	2,644	0,001343	1,928	0,000960	1,430	0,000688	1,119	0,000505	0,916
380 U/min	0,001963	2,724	0,001374	1,988	0,000982	1,476	0,000703	1,153	0,000514	0,947
400 U/min	0,002007	2,803	0,001403	2,047	0,001001	1,519	0,000718	1,188	0,000524	0,976
420 U/min	0,002051	2,879	0,001435	2,104	0,001022	1,562	0,000733	1,222	0,000534	1,006
440 U/min	0,002094	2,953	0,001462	2,160	0,001042	1,604	0,000747	1,254	0,000545	1,034
460 U/min	0,002135	3,023	0,001490	2,214	0,001062	1,645	0,000761	1,287	0,000556	1,061
480 U/min	0,002176	3,094	0,001516	2,267	0,001081	1,685	0,000774	1,318	0,000565	1,093
500 U/min	0,002216	3,162	0,001545	2,320	0,001098	1,724	0,000787	1,348	0,000575	1,114

E. Messdaten der Verlustleistungs- und Wirkungsgraduntersuchungen

In diesem Anhang finden sich die den Wirkungsgradkennfeldern aus Abb. 63 zugrunde liegenden Messdaten sowie die Ergebnisse der Reibungsverlustberechnungen aus Abschnitt 5.4.

E.1. Wirkungsgradkennfelder

Tab. 19 enthält die mit der konventionellen Getriebelagerung aufgenommenen Leistungen und die sich daraus ergebenden Wirkungsgrade.

Tab. 19.: Wirkungsgradmessung bei konventioneller Lagerung

Nr.	n_{An}	M_{An}	P_{An}	P_{Ab}	P_V	η
	in U/min	in Nm	in kW			in %
KEG-1	595,4	17,3	1,08	0,88	0,20	81,54
KEG-2	596,4	19,5	1,22	1,03	0,19	84,12
KEG-3	598,3	22,9	1,44	1,24	0,19	86,46
KEG-4	595,1	26,4	1,64	1,45	0,19	88,21
KEG-5	599,0	29,9	1,88	1,68	0,20	89,40
KEG-6	592,9	33,2	2,06	1,86	0,20	90,45
KEG-7	595,6	36,5	2,28	2,07	0,20	91,07
KEG-8	599,0	40,0	2,51	2,30	0,21	91,68
KEG-9	597,4	43,4	2,72	2,51	0,21	92,25
KEG-10	594,2	47,0	2,93	2,71	0,22	92,62
KEG-11	593,5	50,3	3,13	2,91	0,22	93,00

Fortsetzung auf Folgeseite

Tab. 19.: Fortsetzung: Wirkungsgradmessung bei konventioneller Lagerung

Nr.	n_{An}	M_{An}	P_{An}	P_{Ab}	P_V	η
	in U/min	in Nm	in kW			in %
KEG-12	593,9	53,8	3,35	3,12	0,22	93,31
KEG-13	596,5	56,7	3,54	3,31	0,23	93,46
KEG-14	1200,5	14,2	1,79	1,41	0,38	78,67
KEG-15	1197,6	16,1	2,01	1,63	0,38	80,98
KEG-16	1197,4	19,5	2,44	2,06	0,38	84,31
KEG-17	1198,2	22,8	2,86	2,47	0,39	86,51
KEG-18	1198,6	26,3	3,30	2,91	0,39	88,13
KEG-19	1197,9	29,7	3,73	3,33	0,40	89,38
KEG-20	1196,9	33,2	4,16	3,76	0,40	90,38
KEG-21	1199,0	36,5	4,59	4,18	0,41	91,00
KEG-22	1195,8	39,9	5,00	4,59	0,42	91,68
KEG-23	1198,4	43,4	5,44	5,02	0,42	92,22
KEG-24	1197,6	46,8	5,87	5,44	0,43	92,62
KEG-25	1198,6	50,2	6,30	5,86	0,44	92,99
KEG-26	1199,3	53,7	6,74	6,29	0,45	93,34
KEG-27	1198,3	57,1	7,17	6,71	0,46	93,65
KEG-28	1195,9	60,5	7,57	7,11	0,46	93,93
KEG-29	1196,6	63,9	8,01	7,54	0,47	94,13
KEG-30	1198,6	67,4	8,46	7,98	0,48	94,31
KEG-31	1183,8	70,5	8,74	8,26	0,48	94,51
KEG-32	1795,3	13,0	2,45	1,87	0,58	76,44
KEG-33	1796,9	16,0	3,00	2,46	0,55	81,79
KEG-34	1798,1	19,2	3,62	3,08	0,54	85,03
KEG-35	1799,2	22,6	4,26	3,72	0,54	87,31
KEG-36	1797,3	26,1	4,91	4,36	0,55	88,80
KEG-37	1800,0	29,1	5,48	4,92	0,56	89,82
KEG-38	1795,1	32,7	6,15	5,58	0,56	90,84
KEG-39	1797,9	36,2	6,82	6,24	0,57	91,58
KEG-40	1796,1	39,7	7,47	6,88	0,59	92,13

Fortsetzung auf Folgeseite

Tab. 19.: Fortsetzung: Wirkungsgradmessung bei konventioneller Lagerung

Nr.	n_{An}	M_{An}	P_{An}	P_{Ab}	P_V	η
	in U/min	in Nm	in kW			in %
KEG-41	1794,3	43,2	8,12	7,52	0,59	92,69
KEG-42	1795,0	46,7	8,78	8,17	0,61	93,05
KEG-43	1794,2	50,0	9,40	8,77	0,62	93,38
KEG-44	1793,1	53,6	10,06	9,42	0,63	93,71
KEG-45	1791,5	56,9	10,68	10,02	0,66	93,86
KEG-46	1791,0	60,4	11,33	10,67	0,66	94,18
KEG-47	1794,8	63,8	11,99	11,32	0,67	94,44
KEG-48	1793,6	67,3	12,64	11,96	0,68	94,60
KEG-49	1795,0	70,6	13,27	12,57	0,70	94,75
KEG-50	1795,7	73,9	13,89	13,19	0,70	94,93
KEG-51	2393,2	10,3	2,59	1,82	0,77	70,27
KEG-52	2393,9	12,5	3,13	2,40	0,73	76,68
KEG-53	2397,3	15,8	3,97	3,25	0,72	81,87
KEG-54	2397,4	19,2	4,83	4,11	0,72	85,00
KEG-55	2399,6	22,7	5,70	4,96	0,74	86,99
KEG-56	2396,9	26,1	6,56	5,81	0,75	88,54
KEG-57	2397,9	29,5	7,42	6,65	0,77	89,63
KEG-58	2397,2	33,0	8,29	7,51	0,78	90,56
KEG-59	2400,9	36,4	9,14	8,34	0,81	91,16
KEG-60	2395,7	39,9	10,02	9,19	0,83	91,74
KEG-61	2397,7	43,4	10,90	10,06	0,84	92,27
KEG-62	2396,3	46,8	11,75	10,90	0,85	92,73
KEG-63	2396,1	50,2	12,60	11,73	0,87	93,10
KEG-64	2395,8	53,6	13,44	12,55	0,89	93,39
KEG-65	2395,6	57,1	14,32	13,41	0,91	93,66
KEG-66	2401,4	60,6	15,23	14,30	0,93	93,87
KEG-67	2400,6	63,8	16,03	15,10	0,94	94,15
KEG-68	2400,1	67,3	16,92	15,96	0,96	94,32
KEG-69	2395,8	70,8	17,77	16,80	0,96	94,58

Fortsetzung auf Folgeseite

Tab. 19.: Fortsetzung: Wirkungsgradmessung bei konventioneller Lagerung

Nr.	n_{An}	M_{An}	P_{An}	P_{Ab}	P_V	η
	in U/min	in Nm	in kW			in %
KEG-70	2398,0	74,2	18,64	17,66	0,98	94,73
KEG-71	2399,4	75,3	18,93	17,94	0,99	94,79

Die mit dem druckkammgelagerten Getriebe aufgenommenen Leistungen und Wirkungsgrade finden sich in Tab. 20.

Tab. 20.: Wirkungsgradmessung bei Druckkamm Lagerung

Nr.	n_{An}	M_{An}	P_{An}	P_{Ab}	P_V	η
	in U/min	in Nm	in kW			in %
DKL-1	595,3	19,0	1,18	1,10	0,08	93,13
DKL-2	605,1	21,2	1,34	1,26	0,09	93,53
DKL-3	602,8	24,6	1,55	1,46	0,09	94,17
DKL-4	598,9	28,1	1,76	1,67	0,09	94,73
DKL-5	594,5	31,6	1,97	1,87	0,10	95,11
DKL-6	595,6	34,9	2,18	2,08	0,10	95,36
DKL-7	592,9	38,4	2,38	2,28	0,10	95,60
DKL-8	591,6	42,0	2,60	2,49	0,11	95,76
DKL-9	591,9	45,4	2,81	2,70	0,12	95,88
DKL-10	591,9	48,7	3,02	2,90	0,12	95,98
DKL-11	599,0	52,1	3,27	3,14	0,13	96,04
DKL-12	595,0	54,4	3,39	3,24	0,15	95,59
DKL-13	1194,1	15,3	1,91	1,68	0,23	88,15
DKL-14	1199,6	18,1	2,28	2,05	0,23	89,93
DKL-15	1197,4	21,8	2,73	2,49	0,24	91,37
DKL-16	1198,7	25,1	3,16	2,91	0,24	92,30
DKL-17	1199,4	28,7	3,61	3,36	0,25	93,11

Fortsetzung auf Folgeseite

Tab. 20.: Fortsetzung: Wirkungsgradmessung bei Druckkammllagerung

Nr.	n_{An}	M_{An}	P_{An}	P_{Ab}	P_V	η
	in U/min	in Nm	in kW			in %
DKL-18	1197,1	32,0	4,01	3,75	0,25	93,69
DKL-19	1196,6	35,1	4,40	4,14	0,26	94,10
DKL-20	1194,6	38,7	4,84	4,58	0,27	94,44
DKL-21	1193,2	42,3	5,29	5,01	0,28	94,80
DKL-22	1196,4	45,7	5,72	5,43	0,29	95,02
DKL-23	1195,0	49,0	6,13	5,84	0,29	95,26
DKL-24	1195,9	52,5	6,57	6,27	0,30	95,44
DKL-25	1190,3	55,9	6,97	6,67	0,30	95,65
DKL-26	1196,7	59,4	7,44	7,13	0,31	95,80
DKL-27	1195,9	62,7	7,85	7,54	0,32	95,97
DKL-28	1195,4	66,2	8,28	7,95	0,33	95,96
DKL-29	1206,0	69,5	8,78	8,44	0,34	96,14
DKL-30	1797,5	12,2	2,29	1,93	0,36	84,28
DKL-31	1800,5	14,9	2,81	2,45	0,35	87,39
DKL-32	1800,2	18,2	3,43	3,08	0,35	89,76
DKL-33	1804,8	21,8	4,13	3,76	0,36	91,21
DKL-34	1803,5	25,1	4,75	4,38	0,37	92,20
DKL-35	1803,4	28,2	5,33	4,96	0,38	92,90
DKL-36	1801,6	31,9	6,03	5,64	0,39	93,57
DKL-37	1797,9	35,3	6,65	6,26	0,39	94,07
DKL-38	1796,3	38,7	7,29	6,88	0,40	94,46
DKL-39	1796,8	42,2	7,94	7,53	0,41	94,80
DKL-40	1795,0	45,6	8,57	8,14	0,42	95,05
DKL-41	1792,7	48,9	9,18	8,75	0,43	95,33
DKL-42	1791,4	52,4	9,83	9,39	0,45	95,47
DKL-43	1791,4	56,0	10,51	10,06	0,45	95,70
DKL-44	1793,2	59,3	11,14	10,67	0,47	95,79
DKL-45	1794,0	62,7	11,78	11,31	0,48	95,96
DKL-46	1794,1	66,2	12,44	11,95	0,48	96,11

Fortsetzung auf Folgeseite

Tab. 20.: Fortsetzung: Wirkungsgradmessung bei Druckkammlagerung

Nr.	n_{An}	M_{An}	P_{An}	P_{Ab}	P_V	η
	in U/min	in Nm		in kW		in %
DKL-47	1795,5	69,4	13,04	12,55	0,49	96,21
DKL-48	1797,2	72,6	13,66	13,16	0,50	96,32
DKL-49	2398,4	12,4	3,11	2,63	0,48	84,69
DKL-50	2400,3	14,9	3,74	3,27	0,47	87,47
DKL-51	2396,3	18,3	4,58	4,11	0,47	89,72
DKL-52	2396,6	21,6	5,42	4,94	0,48	91,16
DKL-53	2398,3	25,0	6,28	5,79	0,49	92,24
DKL-54	2393,7	28,1	7,03	6,54	0,49	93,02
DKL-55	2393,1	32,5	8,16	7,64	0,52	93,65
DKL-56	2395,8	35,1	8,80	8,28	0,53	94,03
DKL-57	2397,1	38,6	9,68	9,14	0,54	94,45
DKL-58	2391,4	42,1	10,55	10,01	0,54	94,86
DKL-59	2388,0	45,9	11,48	10,91	0,57	95,03
DKL-60	2394,7	49,0	12,30	11,71	0,58	95,26
DKL-61	2397,6	52,6	13,20	12,60	0,60	95,45
DKL-62	2393,7	56,1	14,06	13,44	0,61	95,64
DKL-63	2396,1	59,6	14,95	14,32	0,64	95,75
DKL-64	2393,7	62,7	15,71	15,06	0,64	95,90
DKL-65	2390,2	66,1	16,55	15,90	0,65	96,07
DKL-66	2392,2	69,2	17,33	16,65	0,68	96,10
DKL-67	2391,0	72,9	18,24	17,56	0,69	96,23
DKL-68	2393,5	74,9	18,78	18,11	0,67	96,42

E.2. Verlustleistungsanteile

Die gesamte gemessene Verlustleistung lässt sich in einen lagerungsabhängigen und einen lagerungsunabhängigen Anteil zerlegen. Tab. 21 zeigt die unter der Annahme einer verlustleistungsproportionalen Temperaturentwicklung be-

rechneten Verlustleistungsanteile, aus denen sich die Graphen aus Abb. 69 ergeben.

Tab. 22 enthält die analog zu Tab. 21 unter der Annahme einer konstanten Schmierstofftemperatur berechneten Verlustleistungsanteile. Als Referenztemperatur wurden 50 °C ausgewählt, da diese dem Mittelwert der nach Abschnitt 5.4.2 bestimmten Temperaturen für alle Messwerte entspricht. Eine Abb. 69 entsprechende Gegenüberstellung der lagerunabhängigen Verlustleistungsanteile für die beiden Getriebevarianten zeigt Abb. 97.

Tab. 21.: Fortsetzung: Verlustleistungsanteile am Vergleichsgetriebe

Nr.	Öltemperatur	Verlustleistung in W							
		Gesamt:		Lagerung:				Rest:	
		Radw. links	Radw. rechts	Ritzelw. links	Ritzelw. rechts	Druckkamm	Summe		
KEG-14	37,9 °C	60,63	26,37	23,56	51,77	-	162,33	218,83	
KEG-15	38,1 °C	62,43	27,12	24,25	53,32	-	167,12	216,04	
KEG-16	38,0 °C	66,22	28,74	25,71	56,59	-	177,26	205,78	
KEG-17	38,2 °C	69,13	29,98	26,84	59,10	-	185,04	200,86	
KEG-18	38,7 °C	71,29	30,89	27,67	60,97	-	190,82	201,49	
KEG-19	38,9 °C	73,39	31,78	28,49	62,79	-	196,45	199,17	
KEG-20	39,2 °C	75,09	32,50	29,15	64,27	-	201,01	199,09	
KEG-21	40,0 °C	75,44	32,65	29,29	64,58	-	201,96	211,11	
KEG-22	40,2 °C	76,68	33,17	29,77	65,66	-	205,28	211,03	
KEG-23	40,7 °C	77,75	33,63	30,19	66,61	-	208,18	215,07	
KEG-24	41,3 °C	77,85	33,67	30,23	66,71	-	208,45	224,89	
KEG-25	41,9 °C	78,29	33,86	30,41	67,11	-	209,67	231,75	
KEG-26	42,3 °C	78,82	34,08	30,62	67,58	-	211,11	237,44	
KEG-27	42,8 °C	79,14	34,21	30,74	67,87	-	211,97	243,37	

Fortsetzung auf Folgeseite

Nr.	Öltemperatur	Verlustleistung in W						
		Gesamt:		Lagerung:			Rest:	
		Radw. links	Radw. rechts	Ritzelw. links	Ritzelw. rechts	Druckkamm	Summe	
KEG-28	43,1 °C	79,55	34,38	30,90	68,24	-	213,07	246,72
KEG-29	43,8 °C	79,27	34,26	30,81	68,03	-	212,37	258,00
KEG-30	44,5 °C	79,01	34,15	30,71	67,82	-	211,68	269,57
KEG-31	44,4 °C	78,77	34,03	30,62	67,64	-	211,05	269,10
KEG-32	50,7 °C	75,22	33,90	29,61	63,63	-	202,36	374,09
KEG-33	48,8 °C	84,40	37,81	33,13	71,48	-	226,82	320,18
KEG-34	48,4 °C	90,11	40,24	35,34	76,39	-	242,08	300,04
KEG-35	48,3 °C	94,94	42,30	37,20	80,55	-	255,00	285,64
KEG-36	48,9 °C	97,35	43,31	38,13	82,64	-	261,43	288,06
KEG-37	49,5 °C	99,32	44,16	38,90	84,36	-	266,74	291,10
KEG-38	49,8 °C	101,48	45,06	39,74	86,24	-	272,51	290,68
KEG-39	50,5 °C	102,88	45,66	40,29	87,47	-	276,30	297,68
KEG-40	51,5 °C	103,00	45,70	40,34	87,61	-	276,65	311,58
KEG-41	51,8 °C	104,46	46,31	40,91	88,89	-	280,57	313,20
Fortsetzung auf Folgeseite								

Tab. 21.: Fortsetzung: Verlustleistungsanteile am Vergleichsgetriebe

Nr.	Öltemperatur	Verlustleistung in W							
		Gesamt:		Lagerung:				Rest:	
		Radw. links	Radw. rechts	Ritzelw. links	Ritzelw. rechts	Druckkamm	Summe		
KEG-42	52,9 °C	103,98	46,11	40,73	88,51	-	279,33	330,88	
KEG-43	53,7 °C	103,90	46,07	40,71	88,48	-	279,15	343,03	
KEG-44	54,3 °C	104,14	46,16	40,81	88,71	-	279,82	352,57	
KEG-45	55,9 °C	101,88	45,19	39,95	86,82	-	273,85	381,51	
KEG-46	56,2 °C	102,88	45,61	40,35	87,71	-	276,55	383,51	
KEG-47	56,6 °C	103,72	45,98	40,68	88,44	-	278,81	388,22	
KEG-48	57,6 °C	102,62	45,50	40,26	87,53	-	275,91	406,77	
KEG-49	58,6 °C	101,86	45,18	39,98	86,91	-	273,93	422,91	
KEG-50	59,0 °C	102,13	45,29	40,09	87,16	-	274,67	429,44	
KEG-51	63,4 °C	82,30	39,50	33,18	68,42	-	223,40	546,80	
KEG-52	60,8 °C	91,96	43,61	36,90	76,69	-	249,16	481,72	
KEG-53	60,1 °C	100,13	47,11	40,05	83,70	-	270,99	449,47	
KEG-54	60,4 °C	105,21	49,27	42,01	88,08	-	284,57	440,42	
KEG-55	61,5 °C	107,82	50,38	43,03	90,35	-	291,59	449,83	

Fortsetzung auf Folgeseite

Tab. 21.: Fortsetzung: Verlustleistungsanteile am Vergleichsgetriebe

Nr.	Öltemperatur	Verlustleistung in W							
		Gesamt:	Lagerung:						Rest:
			Radw. links	Radw. rechts	Ritzelw. links	Ritzelw. rechts	Druckkamm	Summe	
KEG-56	62,2 °C	751,84	110,41	51,47	44,04	92,62	-	298,53	453,31
KEG-57	63,3 °C	768,63	111,69	52,01	44,54	93,76	-	302,01	466,62
KEG-58	64,1 °C	782,08	113,10	52,60	45,09	95,00	-	305,80	476,29
KEG-59	65,9 °C	808,58	112,28	52,27	44,80	94,34	-	303,70	504,87
KEG-60	67,1 °C	827,23	111,99	52,12	44,69	94,15	-	302,96	524,28
KEG-61	68,1 °C	843,27	112,40	52,30	44,86	94,54	-	304,09	539,18
KEG-62	68,8 °C	854,12	113,09	52,58	45,14	95,17	-	305,98	548,14
KEG-63	69,8 °C	869,40	113,03	52,55	45,12	95,16	-	305,86	563,54
KEG-64	71,1 °C	888,22	112,27	52,22	44,84	94,54	-	303,86	584,36
KEG-65	72,3 °C	907,39	111,49	51,88	44,55	93,91	-	301,83	605,57
KEG-66	74,0 °C	933,37	110,09	51,31	44,03	92,75	-	298,19	635,19
KEG-67	74,3 °C	937,57	111,10	51,73	44,43	93,64	-	300,89	636,69
KEG-68	75,9 °C	961,81	109,40	51,00	43,78	92,22	-	296,40	665,41
KEG-69	76,0 °C	963,74	110,42	51,41	44,17	93,14	-	299,15	664,59

Fortsetzung auf Folgeseite

Tab. 21.: Fortsetzung: Verlustleistungsanteile am Vergleichsgetriebe

Nr.	Öltemperatur	Verlustleistung in W							
		Gesamt:		Lagerung:				Rest:	
		Radw. links	Radw. rechts	Ritzelw. links	Ritzelw. rechts	Druckkamm	Summe		
KEG-70	77,2 °C	109,64	51,08	43,89	92,50	-	297,12	684,48	
KEG-71	77,4 °C	109,66	51,10	43,90	92,52	-	297,18	688,53	
KEG-72	88,7 °C	71,09	39,11	30,33	56,71	-	197,25	960,32	
KEG-73	88,3 °C	77,37	41,74	32,75	62,14	-	214,00	938,35	
KEG-74	89,6 °C	81,81	43,58	34,46	66,02	-	225,87	945,52	
KEG-75	90,9 °C	85,46	45,31	35,93	69,10	-	235,81	956,17	
KEG-76	91,3 °C	89,07	46,75	37,30	72,29	-	245,41	951,43	
KEG-77	91,8 °C	93,15	48,59	38,92	75,78	-	256,45	949,00	
KEG-78	90,9 °C	95,47	49,39	39,76	77,88	-	262,51	928,82	
KEG-79	90,7 °C	99,94	51,41	41,53	81,69	-	274,57	914,08	
KEG-80	91,0 °C	101,89	52,19	42,27	83,43	-	279,78	913,13	
KEG-81	90,5 °C	104,78	53,37	43,38	85,96	-	287,50	897,78	
KEG-82	90,4 °C	107,59	54,57	44,47	88,41	-	295,04	888,53	
KEG-83	90,5 °C	109,53	55,95	45,22	90,13	-	300,22	885,35	

Fortsetzung auf Folgeseite

Nr.	Öltemperatur	Verlustleistung in W							Rest:
		Gesamt:		Lagerung:					
		Radw. links	Radw. rechts	Ritzelw. links	Ritzelw. rechts	Druckkamm	Summe		
KEG-84	91,4 °C	110,48	55,76	45,60	90,37	-	302,81	895,50	
KEG-85	92,7 °C	110,24	55,65	45,51	90,81	-	302,22	916,63	
KEG-86	93,4 °C	111,16	56,04	45,88	91,63	-	304,71	924,23	
KEG-87	93,2 °C	113,05	56,79	46,60	93,32	-	309,76	917,55	
KEG-88	92,5 °C	115,93	58,03	47,72	95,82	-	317,50	898,70	
KEG-89	91,0 °C	120,84	60,19	49,64	100,02	-	330,68	862,89	
KEG-90	90,8 °C	122,59	60,87	50,30	101,57	-	335,33	853,82	
KEG-91	91,7 °C	122,48	60,81	50,26	101,53	-	335,07	869,29	
KEG-92	86,6 °C	133,74	65,61	54,60	111,16	-	365,11	760,92	
GETRIEBE MIT DRUCKKAMMLAGERUNG									
DKL-1	18,3 °C	2,50	2,42	2,38	2,38	7,60	17,29	63,85	
DKL-2	18,7 °C	2,68	2,60	2,56	2,56	7,85	18,24	68,58	
DKL-3	18,9 °C	2,87	2,78	2,74	2,74	7,96	19,08	71,48	
DKL-4	19,1 °C	3,04	2,95	2,91	2,91	8,05	19,85	72,97	
Fortsetzung auf Folgeseite									

Tab. 21.: Fortsetzung: Verlustleistungsanteile am Vergleichsgetriebe

Nr.	Öltemperatur	Verlustleistung in W							
		Gesamt:	Lagerung:					Rest:	Summe
			Radw. links	Radw. rechts	Ritzelw. links	Ritzelw. rechts	Druckkamm		
DKL-5	19,3 °C	96,36	3,18	3,09	3,05	3,05	8,05	20,42	75,94
DKL-6	19,6 °C	100,90	3,34	3,23	3,20	3,20	8,11	21,08	79,82
DKL-7	19,9 °C	104,92	3,46	3,35	3,32	3,32	8,09	21,56	83,37
DKL-8	20,2 °C	110,45	3,58	3,47	3,45	3,45	8,05	21,99	88,46
DKL-9	20,6 °C	116,06	3,70	3,58	3,56	3,56	8,01	22,41	93,65
DKL-10	20,9 °C	121,49	3,80	3,68	3,66	3,66	7,97	22,76	98,73
DKL-11	21,5 °C	129,39	3,94	3,81	3,80	3,80	8,00	23,36	106,03
DKL-12	22,8 °C	149,38	3,79	3,67	3,67	3,67	7,37	22,18	127,20
DKL-13	27,8 °C	226,33	4,27	4,15	4,01	4,01	14,08	30,52	195,82
DKL-14	28,0 °C	229,29	4,69	4,55	4,41	4,41	14,64	32,70	196,58
DKL-15	28,4 °C	235,44	5,10	4,95	4,81	4,81	14,93	34,59	200,85
DKL-16	28,9 °C	242,97	5,44	5,28	5,14	5,14	15,08	36,06	206,91
DKL-17	29,2 °C	248,50	5,79	5,62	5,48	5,48	15,27	37,63	210,86
DKL-18	29,5 °C	253,00	6,07	5,89	5,76	5,76	15,36	38,84	214,16

Fortsetzung auf Folgeseite

Nr.	Öltemperatur	Verlustleistung in W							Rest:
		Gesamt:		Lagerung:					
		Radw. links	Radw. rechts	Ritzelw. links	Ritzelw. rechts	Druckkamm	Summe		
DKL-19	30,0 °C	6,31	6,12	5,99	5,99	15,34	39,76	219,61	
DKL-20	30,6 °C	6,52	6,32	6,20	6,20	15,13	40,36	228,88	
DKL-21	31,0 °C	6,76	6,55	6,45	6,45	15,11	41,32	233,77	
DKL-22	31,6 °C	6,94	6,72	6,63	6,63	14,93	41,86	243,28	
DKL-23	32,0 °C	7,14	6,92	6,83	6,83	14,85	42,57	248,06	
DKL-24	32,6 °C	7,31	7,08	7,01	7,01	14,66	43,06	256,30	
DKL-25	32,8 °C	7,49	7,25	7,19	7,19	14,56	43,67	259,37	
DKL-26	33,4 °C	7,67	7,42	7,38	7,38	14,43	44,29	268,27	
DKL-27	33,7 °C	7,87	7,60	7,57	7,57	14,37	44,99	271,73	
DKL-28	34,9 °C	7,84	7,57	7,56	7,56	13,70	44,24	290,05	
DKL-29	35,2 °C	8,11	7,84	7,84	7,84	13,84	45,48	293,76	
DKL-30	36,5 °C	5,22	5,07	4,74	4,74	17,69	37,46	322,23	
DKL-31	36,1 °C	5,89	5,73	5,39	5,39	18,94	41,33	312,61	
DKL-32	36,0 °C	6,60	6,41	6,06	6,06	20,01	45,13	306,46	
Fortsetzung auf Folgeseite									

Tab. 21.: Fortsetzung: Verlustleistungsanteile am Vergleichsgetriebe

Nr.	Öltemperatur	Verlustleistung in W							
		Gesamt:	Lagerung:					Rest:	
			Radw. links	Radw. rechts	Ritzelw. links	Ritzelw. rechts	Druckkamm		
DKL-61	52,3 °C	600,87	11,93	11,55	11,03	11,03	20,99	66,53	534,34
DKL-62	53,1 °C	613,42	12,15	11,75	11,26	11,26	20,53	66,96	546,46
DKL-63	54,6 °C	635,76	12,22	11,82	11,36	11,36	19,69	66,46	569,30
DKL-64	55,1 °C	643,70	12,45	12,04	11,61	11,61	19,45	67,16	576,54
DKL-65	55,6 °C	650,91	12,73	12,30	11,90	11,90	19,27	68,09	582,82
DKL-66	57,2 °C	675,29	12,68	12,24	11,89	11,89	18,34	67,03	608,26
DKL-67	58,0 °C	688,24	12,88	12,43	12,11	12,11	17,92	67,45	620,79
DKL-68	56,9 °C	671,87	13,44	12,97	12,66	12,66	18,78	70,51	601,36
DKL-69	42,7 °C	454,36	11,02	10,73	9,38	9,38	34,90	75,40	378,95
DKL-70	44,7 °C	484,84	11,24	10,95	9,62	9,62	33,19	74,62	410,22
DKL-71	46,1 °C	506,88	11,98	11,65	10,34	10,34	32,69	77,00	429,88
DKL-72	47,3 °C	525,03	12,45	12,11	10,81	10,81	32,08	78,25	446,78
DKL-73	48,2 °C	537,74	13,20	12,83	11,56	11,56	32,08	81,22	456,51
DKL-74	48,8 °C	548,03	13,50	13,12	11,86	11,86	31,70	82,06	465,98

Fortsetzung auf Folgeseite

Tab. 21.: Fortsetzung: Verlustleistungsanteile am Vergleichsgetriebe

Nr.	Öltemperatur	Verlustleistung in W									
		Gesamt:		Lagerung:						Rest:	
				Radw. links	Radw. rechts	Ritzelw. links	Ritzelw. rechts	Druckkamm	Summe		
DKL-75	50,0 °C	566,39		13,89	13,49	12,26	12,26	30,89	82,79	483,60	
DKL-76	49,4 °C	556,11		14,84	14,41	13,20	13,20	32,30	87,94	468,17	
DKL-77	53,9 °C	625,00		14,27	13,85	12,71	12,71	27,87	81,41	543,59	
DKL-78	54,5 °C	634,50		14,34	13,91	12,80	12,80	27,23	81,08	553,42	
DKL-79	55,6 °C	651,16		14,57	14,13	13,06	13,06	26,47	81,30	569,86	
DKL-80	55,1 °C	643,64		15,48	15,00	13,95	13,95	27,51	85,90	557,75	
DKL-81	52,1 °C	597,32		16,94	16,42	15,36	15,36	31,06	95,13	502,19	
DKL-82	61,0 °C	734,26		14,63	14,16	13,23	13,23	22,60	77,84	656,42	
DKL-83	66,7 °C	821,60		13,59	13,15	12,31	12,31	18,70	70,05	751,55	
DKL-84	62,8 °C	761,68		15,27	14,77	13,90	13,90	21,91	79,74	681,94	
DKL-85	64,1 °C	784,31		15,61	15,08	14,25	14,25	21,34	80,54	703,77	

Nr.	Öltemperatur	Verlustleistung in W										Rest:
		Gesamt:		Lagerung:								
		Radw. links	Radw. rechts	Ritzelw. links	Ritzelw. rechts	Druckkamm	Summe					
KEG-15	50,0 °C	43,12	18,91	16,84	36,83	-	115,69	267,47				
KEG-16	50,0 °C	45,71	20,01	17,84	39,07	-	122,63	260,41				
KEG-17	50,0 °C	48,01	20,98	18,73	41,06	-	128,78	257,12				
KEG-18	50,0 °C	50,20	21,91	19,58	42,95	-	134,64	257,68				
KEG-19	50,0 °C	52,04	22,69	20,29	44,55	-	139,57	256,05				
KEG-20	50,0 °C	53,76	23,42	20,96	46,04	-	144,17	255,93				
KEG-21	50,0 °C	55,53	24,18	21,64	47,57	-	148,92	264,15				
KEG-22	50,0 °C	56,82	24,72	22,15	48,70	-	152,39	263,92				
KEG-23	50,0 °C	58,48	25,43	22,79	50,13	-	156,83	266,42				
KEG-24	50,0 °C	59,81	25,99	23,30	51,29	-	160,38	272,95				
KEG-25	50,0 °C	61,17	26,57	23,83	52,48	-	164,06	277,36				
KEG-26	50,0 °C	62,51	27,14	24,35	53,64	-	167,63	280,91				
KEG-27	50,0 °C	63,64	27,62	24,79	54,63	-	170,68	284,66				
KEG-28	50,0 °C	64,56	28,00	25,15	55,43	-	173,13	286,66				
Fortsetzung auf Folgeseite												

Tab. 22.: Fortsetzung: Verlustleistungsanteile am Vergleichsgetriebe bei konstanter Schmierstofftemperatur

Nr.	Öltemperatur	Verlustleistung in W							
		Gesamt:		Lagerung:				Rest:	
				Radw. links	Radw. rechts	Ritzelw. links	Ritzelw. rechts		Druckkamm
KEG-29	50,0 °C	470,37	65,75	28,51	25,61	56,46	-	176,33	294,05
KEG-30	50,0 °C	481,26	66,99	29,04	26,09	57,54	-	179,66	301,59
KEG-31	50,0 °C	480,15	66,63	28,86	25,95	57,25	-	178,69	301,46
KEG-32	50,0 °C	576,45	76,64	34,51	30,15	64,84	-	206,14	370,31
KEG-33	50,0 °C	547,00	81,58	36,61	32,06	69,08	-	219,33	327,67
KEG-34	50,0 °C	542,13	86,33	38,63	33,89	73,17	-	232,02	310,10
KEG-35	50,0 °C	540,64	90,71	40,49	35,58	76,94	-	243,73	296,91
KEG-36	50,0 °C	549,49	94,51	42,10	37,05	80,22	-	253,88	295,61
KEG-37	50,0 °C	557,84	97,90	43,55	38,36	83,14	-	262,95	294,89
KEG-38	50,0 °C	563,20	100,99	44,85	39,55	85,82	-	271,21	291,98
KEG-39	50,0 °C	573,98	104,39	46,30	40,86	88,75	-	280,30	293,68
KEG-40	50,0 °C	588,23	107,19	47,48	41,95	91,18	-	287,79	300,44
KEG-41	50,0 °C	593,77	109,78	48,58	42,94	93,42	-	294,72	299,05
KEG-42	50,0 °C	610,21	112,46	49,72	43,98	95,74	-	301,90	308,31

Fortsetzung auf Folgeseite

Nr.	Öltemperatur	Verlustleistung in W							Rest:
		Gesamt:		Lagerung:					
		Radw. links	Radw. rechts	Ritzelw. links	Ritzelw. rechts	Druckkamm	Summe		
KEG-43	50,0 °C	114,73	50,68	44,86	97,71	-	307,99	314,20	
KEG-44	50,0 °C	117,04	51,65	45,75	99,71	-	314,15	318,24	
KEG-45	50,0 °C	119,05	52,50	46,53	101,46	-	319,55	335,81	
KEG-46	50,0 °C	121,19	53,41	47,36	103,31	-	325,26	334,80	
KEG-47	50,0 °C	123,60	54,44	48,29	105,99	-	331,72	335,31	
KEG-48	50,0 °C	125,50	55,24	49,03	107,05	-	336,82	345,86	
KEG-49	50,0 °C	127,50	56,09	49,80	108,77	-	342,17	354,67	
KEG-50	50,0 °C	129,35	56,88	50,52	110,38	-	347,14	356,96	
KEG-51	50,0 °C	112,79	52,48	44,83	94,33	-	304,43	465,76	
KEG-52	50,0 °C	119,24	55,23	47,31	99,86	-	321,63	409,24	
KEG-53	50,0 °C	128,01	58,98	50,69	107,38	-	345,05	375,42	
KEG-54	50,0 °C	135,54	62,18	53,59	113,84	-	365,15	359,84	
KEG-55	50,0 °C	142,44	65,12	56,25	119,76	-	383,57	357,85	
KEG-56	50,0 °C	148,24	67,57	58,48	124,76	-	399,04	352,80	
Fortsetzung auf Folgeseite									

Tab. 22.: Fortsetzung: Verlustleistungsanteile am Vergleichsgetriebe bei konstanter Schmierstofftemperatur

Nr.	Öltemperatur	Verlustleistung in W							
		Gesamt:		Lagerung:				Rest:	
		Radw. links	Radw. rechts	Ritzelw. links	Ritzelw. rechts	Druckkamm	Summe		
KEG-57	50,0 °C	153,78	69,93	60,61	129,52	-	413,84	354,79	
KEG-58	50,0 °C	158,87	72,09	62,57	133,91	-	427,44	354,65	
KEG-59	50,0 °C	163,87	74,23	64,51	138,20	-	440,81	367,76	
KEG-60	50,0 °C	167,91	75,92	66,05	141,69	-	451,57	375,66	
KEG-61	50,0 °C	172,38	77,83	67,78	145,54	-	463,54	379,73	
KEG-62	50,0 °C	176,15	79,42	69,23	148,79	-	473,59	380,53	
KEG-63	50,0 °C	179,84	80,99	70,65	151,98	-	483,46	385,94	
KEG-64	50,0 °C	183,28	82,44	71,98	154,95	-	492,65	395,57	
KEG-65	50,0 °C	186,77	83,93	73,33	157,97	-	502,00	405,40	
KEG-66	50,0 °C	190,83	85,68	74,90	161,44	-	512,85	420,52	
KEG-67	50,0 °C	193,70	86,89	76,01	163,92	-	520,52	417,06	
KEG-68	50,0 °C	196,81	88,21	77,21	166,62	-	528,84	432,97	
KEG-69	50,0 °C	199,25	89,22	78,14	168,75	-	535,37	428,37	
KEG-70	50,0 °C	202,38	90,56	79,36	171,45	-	543,75	437,85	

Fortsetzung auf Folgeseite

Verlustleistung in W

		Gesamt:		Lagerung:				Rest:		
				Radw. links	Radw. rechts	Ritzelw. links	Ritzelw. rechts	Druckkamm	Summe	
DKL-6	50,0 °C	100,90		1,16	1,12	1,13	1,13	1,74	6,29	94,61
DKL-7	50,0 °C	104,92		1,23	1,19	1,20	1,20	1,76	6,57	98,35
DKL-8	50,0 °C	110,45		1,30	1,26	1,28	1,28	1,78	6,89	103,57
DKL-9	50,0 °C	116,06		1,37	1,32	1,35	1,35	1,80	7,20	108,86
DKL-10	50,0 °C	121,49		1,44	1,39	1,42	1,42	1,83	7,50	113,99
DKL-11	50,0 °C	129,39		1,54	1,48	1,52	1,52	1,88	7,95	121,44
DKL-12	50,0 °C	149,38		1,57	1,51	1,56	1,56	1,87	8,08	141,30
DKL-13	50,0 °C	226,33		2,09	2,03	1,95	1,95	5,14	13,16	213,18
DKL-14	50,0 °C	229,29		2,32	2,25	2,17	2,17	5,38	14,28	215,01
DKL-15	50,0 °C	235,44		2,57	2,49	2,41	2,41	5,57	15,44	220,00
DKL-16	50,0 °C	242,97		2,79	2,71	2,63	2,63	5,75	16,51	226,46
DKL-17	50,0 °C	248,50		3,02	2,93	2,86	2,86	5,91	17,58	230,91
DKL-18	50,0 °C	253,00		3,22	3,11	3,05	3,05	6,02	18,45	234,56
DKL-19	50,0 °C	259,37		3,40	3,29	3,24	3,24	6,13	19,29	240,08
Fortsetzung auf Folgeseite										

Tab. 22.: Fortsetzung: Verlustleistungsanteile am Vergleichsgetriebe bei konstanter Schmierstofftemperatur

Nr.	Öltemperatur	Verlustleistung in W								Rest:
		Gesamt:	Lagerung:							
			Radw. links	Radw. rechts	Ritzelw. links	Ritzelw. rechts	Druckkamm	Summe		
DKL-20	50,0 °C	269,24	3,60	3,49	3,44	3,44	3,44	6,23	20,20	249,04
DKL-21	50,0 °C	275,09	3,80	3,68	3,64	3,64	3,64	6,32	21,08	254,01
DKL-22	50,0 °C	285,14	4,01	3,87	3,85	3,85	3,85	6,44	22,01	263,12
DKL-23	50,0 °C	290,63	4,19	4,04	4,03	4,03	4,03	6,51	22,79	267,83
DKL-24	50,0 °C	299,36	4,38	4,23	4,23	4,23	4,23	6,60	23,67	275,69
DKL-25	50,0 °C	303,04	4,54	4,38	4,39	4,39	4,39	6,62	24,32	278,72
DKL-26	50,0 °C	312,56	4,76	4,59	4,62	4,62	4,62	6,76	25,35	287,21
DKL-27	50,0 °C	316,72	4,94	4,76	4,80	4,80	4,80	6,82	26,11	290,61
DKL-28	50,0 °C	334,29	5,12	4,93	4,99	4,99	4,99	6,87	26,90	307,38
DKL-29	50,0 °C	339,24	5,37	5,17	5,24	5,24	5,24	7,05	28,07	311,16
DKL-30	50,0 °C	359,69	3,56	3,47	3,18	3,18	3,18	10,04	23,43	336,27
DKL-31	50,0 °C	353,95	3,97	3,86	3,57	3,57	3,57	10,53	25,52	328,43
DKL-32	50,0 °C	351,58	4,42	4,30	4,01	4,01	4,01	11,01	27,75	323,83
DKL-33	50,0 °C	362,53	4,90	4,76	4,48	4,48	4,48	11,51	30,12	332,41
Fortsetzung auf Folgeseite										

Fortsetzung auf Folgeseite

Nr.	Öltemperatur	Verlustleistung in W							Rest:
		Gesamt:		Lagerung:			Summe		
		Radw. links	Radw. rechts	Ritzelw. links	Ritzelw. rechts	Druckkamm			
DKL-34	50,0 °C	5,29	5,14	4,86	4,86	11,85	32,00	338,03	
DKL-35	50,0 °C	5,65	5,48	5,21	5,21	12,15	33,71	345,00	
DKL-36	50,0 °C	6,05	5,87	5,61	5,61	12,45	35,60	351,72	
DKL-37	50,0 °C	6,40	6,20	5,95	5,95	12,67	37,18	357,42	
DKL-38	50,0 °C	6,75	6,54	6,30	6,30	12,89	38,78	364,66	
DKL-39	50,0 °C	7,10	6,88	6,66	6,66	13,13	40,42	372,46	
DKL-40	50,0 °C	7,43	7,19	6,98	6,98	13,31	41,90	381,72	
DKL-41	50,0 °C	7,74	7,49	7,30	7,30	13,46	43,29	385,72	
DKL-42	50,0 °C	8,08	7,81	7,64	7,64	13,64	44,79	400,73	
DKL-43	50,0 °C	8,42	8,14	7,98	7,98	13,82	46,35	405,47	
DKL-44	50,0 °C	8,75	8,45	8,31	8,31	14,00	47,83	421,05	
DKL-45	50,0 °C	9,07	8,77	8,64	8,64	14,16	49,29	426,73	
DKL-46	50,0 °C	9,40	9,07	8,98	8,98	14,31	50,73	433,08	
DKL-47	50,0 °C	9,71	9,37	9,29	9,29	14,46	52,11	442,29	
Fortsetzung auf Folgeseite									

Nr.	Öltemperatur	Verlustleistung in W							Rest:
		Gesamt:		Lagerung:			Summe		
		Radw. links	Radw. rechts	Ritzelw. links	Ritzelw. rechts	Druckkamm			
DKL-62	50,0 °C	13,06	12,64	12,13	12,13	23,20	73,16	540,27	
DKL-63	50,0 °C	13,58	13,14	12,64	12,64	23,54	75,53	560,23	
DKL-64	50,0 °C	13,98	13,53	13,05	13,05	23,74	77,36	566,34	
DKL-65	50,0 °C	14,43	13,95	13,51	13,51	23,94	79,35	571,56	
DKL-66	50,0 °C	14,87	14,37	13,95	13,95	24,19	81,33	593,96	
DKL-67	50,0 °C	15,36	14,84	14,45	14,45	24,43	83,53	604,71	
DKL-68	50,0 °C	15,66	15,13	14,76	14,76	24,61	84,92	586,95	
DKL-69	50,0 °C	9,27	9,04	7,75	7,75	26,06	59,87	394,49	
DKL-70	50,0 °C	9,93	9,67	8,39	8,39	26,89	63,26	421,58	
DKL-71	50,0 °C	10,94	10,65	9,37	9,37	28,06	68,39	438,49	
DKL-72	50,0 °C	11,69	11,38	10,11	10,11	28,86	72,14	452,89	
DKL-73	50,0 °C	12,65	12,29	11,04	11,04	29,84	76,85	460,88	
DKL-74	50,0 °C	13,14	12,77	11,53	11,53	30,28	79,24	468,79	
DKL-75	50,0 °C	13,90	13,50	12,27	12,27	30,92	82,86	483,52	
Fortsetzung auf Folgeseite									

Tab. 22.: Fortsetzung: Verlustleistungsanteile am Vergleichsgetriebe bei konstanter Schmierstofftemperatur

Nr.	Ötemperatur	Verlustleistung in W							
		Gesamt:		Lagerung:				Rest:	
		Radw. links	Radw. rechts	Ritzelw. links	Ritzelw. rechts	Druckkamm	Summe		
DKL-76	50,0 °C	14,62	14,20	12,99	12,99	31,49	86,29	469,82	
DKL-77	50,0 °C	15,57	15,11	13,92	13,92	32,33	90,86	534,14	
DKL-78	50,0 °C	15,85	15,38	14,22	14,22	32,36	92,03	542,47	
DKL-79	50,0 °C	16,49	15,99	14,87	14,87	32,75	94,96	556,19	
DKL-80	50,0 °C	17,33	16,80	15,69	15,69	33,47	98,97	544,68	
DKL-81	50,0 °C	17,75	17,20	16,11	16,11	33,66	100,83	496,49	
DKL-82	50,0 °C	18,47	17,89	16,84	16,84	34,09	104,13	630,13	
DKL-83	50,0 °C	19,08	18,48	17,47	17,47	34,31	106,81	714,79	
DKL-84	50,0 °C	19,91	19,27	18,26	18,26	35,26	110,97	650,71	
DKL-85	50,0 °C	20,82	20,15	19,16	19,16	36,02	115,32	668,99	

Prinzipiell lassen sich auch in Abb. 97 ähnliche Größenordnungen für die Verläufe der lagerungsunabhängigen Verlustleistungen erkennen, allerdings sind die Abweichungen deutlich größer, als unter Verwendung des verlustleistungsproportionalen Temperaturansatzes (vergl. Abb. 69). Hierdurch zeigt sich, dass die anzunehmende Schmierstofftemperatur eine nicht zu vernachlässigende Größe bei der Prognose der Getriebereibungsverluste darstellt und deshalb durch geeignete Ansätze, wie etwa in Abschnitt 5.4.2 beschrieben, mit abgebildet werden sollte.

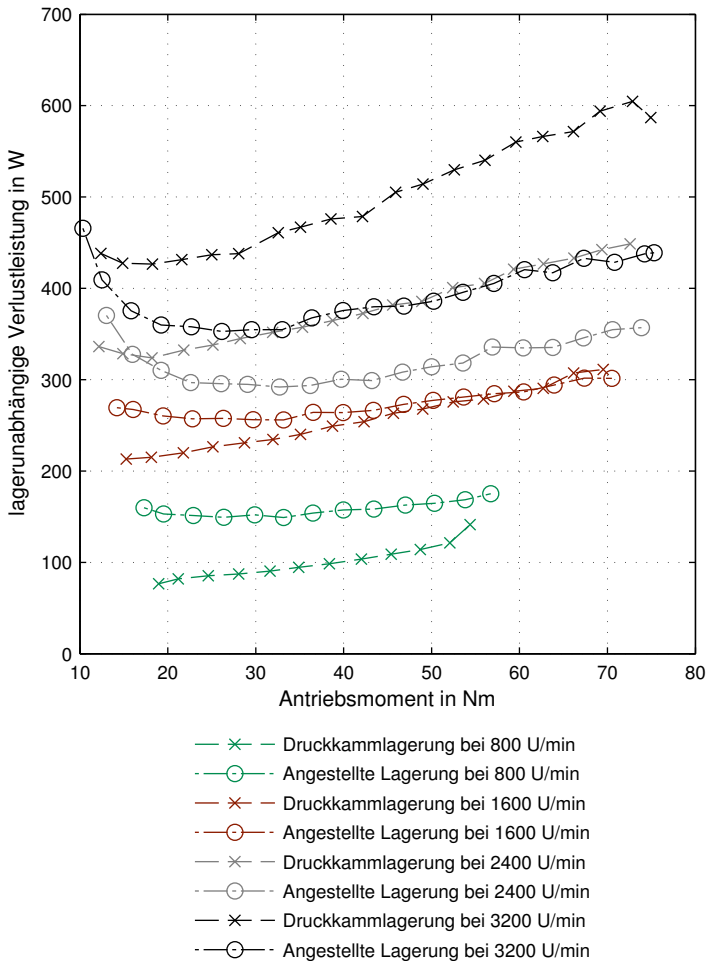


Abb. 97.: Vergleich lagerunabhängiger Verlustleistungsanteile: Gegenüberstellung für Getriebevarianten mit angestellter und mit Druckkammlagerung unter der Annahme einer konstanten Schmierstofftemperatur von 50 °C